

Національний технічний університет України
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
Кафедра технології машинобудування

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ **Юрій ПЕТРАКОВ**
(підпис) (власне ім'я, прізвище)

“ _____ ” _____ 2021 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-професійною програмою «Технології машинобудування»
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему: «Умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок»

Виконала

студентка 6 курсу, групи МТ-91мн

Перевозник Катерина Романівна _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник к.т.н., доц. Фролов Володимир Костянтинович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент д.т.н., проф. Шевченко Олександр Віталійович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра технології машинобудування

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Технології машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Юрій ПЕТРАКОВ

«15» вересня 2019 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студентці

Перевозник Катерині Романівні _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок» _____

науковий керівник к.т.н., доц. Фролов Володимир Костянтинович _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « 03 » листопада 2020р. № 3205-с

2. Термін подання студентом дисертації « 12 » травня 2021р.

3. Об'єкт дослідження – процес розточування глибоких отворів з використанням довгомірних інструментальних оправок

4. Вихідні дані: Стандарти на інструментальні оправки для розточування.
Статті, каталоги, патенти, присвячені конструкціям та способам використання довгомірних інструментальних оправок _____

5. Перелік завдань, які потрібно розробити
 1. Визначення критичної сили стиснутої оправки;
 2. Визначення критичної сили стиснутої оправки, яка обертається;
 3. Особливості розрахунку критичної сили позацентрово-стиснутої оправки;
 4. Розрахунок на стійкість оправки, на яку діють радіальна та осьова складові сили різання
-

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу – 20 ілюстрацій
7. Орієнтовний перелік публікацій – 4 статті, 5 тез конференцій, 3 патенти
8. Дата видачі завдання 15 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Проведення аналізу спеціальної літератури за обраною темою та розроблення висновків щодо повноти рішення проблемної ситуації іншими авторами	31.12.2019	виконано
2	Узагальнення питання впливу статичної та динамічної жорсткості консольних інструментів на точність оброблюваних отворів	30.06.2020	виконано
3	Розгляд умов та наслідків втрати осьової стійкості довгомірних інструментальних оправок: <ul style="list-style-type: none"> - Визначення критичної сили стиснутої оправки; - Визначення критичної сили стиснутої оправки, яка обертається; - Особливості розрахунку критичної сили позацентрово-стиснутої оправки; - Розрахунок на стійкість оправки, на яку діють радіальна та осьова складові сили різання 	31.12.2020	виконано
4	Розроблення стартап-проекту	30.04.2021	виконано

Студентка

Перевозник К. Р.

Науковий керівник

Фролов В. К.

Реферат

Магістерська атестаційна робота на тему: «Умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок» складається з 105 аркушів формату А4 та містить 44 ілюстрацій, 19 таблиць. При написанні роботи використано 42 літературних джерела, серед яких наукові роботи, наукові статті, посібники.

Актуальність теми. При обробленні глибоких отворів консольно закріплений інструмент є визначальним елементом технологічної обробляючої системи (ТОС), а також найбільш «слабким» ланцюгом ТОС по жорсткості, міцності та стійкості. Наразі відомі дослідження втрати стійкості інструмента при глибокому свердлінні, однак не вивчаються умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок при розточуванні глибоких отворів.

Мета роботи. Дослідження умов втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок та прогнозування наслідків, які виникають при цьому.

Завдання роботи.

- дослідити вплив сил, що діють на інструментальну оправку та призводять до зменшення точності при обробленні глибоких отворів;
- розробити спосіб налагодження горизонтально-розточувального верстата, що враховує лінійні деформації інструментальних оправок;
- спроектувати конструкцію верстата для шліфування глибоких отворів, яка дозволяє взаємно компенсувати сили, що діють на шліфувальну оправку;
- розробити програмне забезпечення для автоматизації розрахунків лінійних деформацій консольних оправок;
- провести розрахунки на стійкість довгомірних інструментальних оправок при розточуванні глибоких отворів;
- розробити рекомендації для обмеження сили різання;
- вивести залежність для розрахунку максимальної деформації оправки, що спричинена сумарною дією радіальної та осьової складових сили різання.

Об'єкт дослідження. Процес розточування глибоких отворів з використанням довгомірних інструментальних оправок.

Предмет дослідження. Умови, за яких виникає втрата стійкості довгомірних інструментальних оправок при розточуванні глибоких отворів.

Методи дослідження. Класифікація, ідеалізація, формалізація, аналіз, синтез, системний підхід, комп'ютерне математичне моделювання.

Наукова новизна одержаних результатів. Автором досліджено питання визначення критичної сили стиснутої довгомірної інструментальної оправки при розточуванні глибоких отворів. У роботі виконано розрахунок на стійкість інструментальної оправки, який враховує одночасну дію поперечної та поздовжньої складових сил різання.

Публікації.

Під час навчання загалом опубліковано 21 наукову працю (Додаток 1): 13 тез та матеріалів конференцій (в тому числі 8 – міжнародних), отримано 1 свідоцтво на право власності на твір (комп'ютерна програма, яка впроваджена у навчальний процес), 5 патентів України на корисну модель, подано 2 заявки на патенти. Зокрема, під час роботи над магістерською дисертацією опубліковано 5 тез та матеріалів конференцій (в тому числі 2 – міжнародних), отримано 1 патент України на корисну модель, подано 2 заявки на патенти.

Ключові слова. ГЛИБОКІ ОТВОРИ, ЖОРСТКІСТЬ ОПРАВКИ, СТІЙКІСТЬ ОПРАВКИ, РОЗТОЧУВАННЯ, ДОВГОМІРНІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНІ ОПРАВКИ.

Реферат

Магистерская аттестационная работа на тему: «Условия и последствия потери устойчивости длинномерных инструментальных оправок» состоит из 105 листов формата А4 и содержит 44 иллюстраций, 19 таблиц. При написании работы использованы 42 литературные источники, среди которых научные работы, научные статьи, пособия.

Актуальность темы. При обработке глубоких отверстий консольно закрепленный инструмент является определяющим элементом технологической обрабатывающей системы (ТОС), а также наиболее «слабым» звеном ТОС по жесткости, прочности и устойчивости. Сейчас известны исследования потери устойчивости инструмента при глубоком сверлении, однако не изучаются условия и последствия потери устойчивости длинномерных инструментальных оправок при растачивании глубоких отверстий.

Цель работы. Исследование условий потери устойчивости длинномерных инструментальных оправок и прогнозирования последствий, которые возникают при этом.

Задачи работы.

- исследовать влияние сил, действующих на инструментальную оправку и приводят к уменьшению точности при обработке глубоких отверстий;
- разработать способ налаживания горизонтально-расточного станка, учитывающий линейные деформации инструментальных оправок;
- спроектировать конструкцию станка для шлифования глубоких отверстий, которая позволяет взаимно компенсировать силы, действующие на шлифовальную оправку;
- разработать программное обеспечение для автоматизации расчетов линейных деформаций консольных оправок;
- привести расчеты на устойчивость длинномерных инструментальных оправок при растачивании глубоких отверстий;
- разработать рекомендации для ограничения силы резания;

- вывести зависимость для расчета максимальной деформации оправки, вызванной суммарным действием радиальной и осевой составляющих силы резания.

Объект исследования. Процесс растачивания глубоких отверстий с использованием длинномерных инструментальных оправок.

Предмет исследования. Условия, при которых возникает потеря устойчивости длинномерных инструментальных оправок при растачивании глубоких отверстий.

Методы исследования. Классификация, идеализация, формализация, анализ, синтез, системный подход, компьютерное математическое моделирование.

Научная новизна полученных результатов. Автором исследовано вопрос определения критической силы сжатой длинномерной инструментальной оправки при растачивании глубоких отверстий. У работе выполнено расчет на устойчивость инструментальной оправки, который учитывает одновременное действие поперечной и продольной составляющих сил резания.

Публикации.

Во время обучения в целом опубликовано 21 научную работу (Приложение 1): 13 тезисов и материалов конференций (в том числе 8 - международных), получено 1 свидетельство на право собственности на произведение (компьютерная программа, которая внедрена в учебный процесс), 5 патентов Украины на полезную модель, подано 2 заявки на патенты. В частности, во время работы над магистерской диссертацией опубликовано 5 тезисов и материалов конференций (в том числе 2 - международных), получен 1 патент Украины на полезную модель, подано 2 заявки на патенты.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА. ГЛУБОКИЕ ОТВЕРСТИЯ, ЖЕСТКОСТЬ ОПРАВКИ, УСТОЙЧИВОСТЬ ОПРАВКИ, РАСТАЧИВАНИЕ, ДЛИННОМЕРНЫЕ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ ОПРАВКИ.

ABSTRACT

Master's certification work on the topic: "Conditions and consequences of loss of stability of long toolholders" consists of 105 A4 sheets and contains 44 illustrations, 19 tables. 42 literary sources were used in writing the work, including scientific works, scientific articles, manuals.

Relevance of the topic. When machining deep holes, a fixed cantilever tool of technological processing system (TPS) is the "weakest" link of TPS in terms of rigidity, strength and stability. There are studies of stability in deep drilling, but the conditions and consequences of stability of long toolholders in deep hole boring have not been studied.

The purpose of work. Study of stability conditions of long tool holders and predicting the consequences that arise in this case.

Tasks of the study:

- to investigate the influence of forces acting on the tool holder and leading to a decrease in accuracy when machining of deep holes;
- to develop a method for setting up a horizontal boring machine, taking into account the linear deformations of tool holders;
- to design the structure of the machine for grinding deep holes, which allows to mutually compensate the forces acting on the grinding tool holder;
- to develop software for automation of calculations of linear deformations of cantilever tool holders;
- to provide calculations for the stability of long tool holders when boring deep holes;
- develop recommendations to limit the cutting force;
- derive the dependence for calculating the maximum deformation of the tool holder, which is caused by the total action of the radial and axial components of the cutting force.

Object of study. Deep hole boring process using long tool holders.

Subject of study. Conditions under which long tool holders lose stability when boring deep holes.

Research methods. Classification, idealization, formalization, analysis, synthesis, systems approach, computer mathematical modeling.

Scientific novelty of the obtained results. The question of determining the critical force of a compressed long tool holder when boring deep holes is investigated. Also, in this work, a calculation for the stability of a tool holder is given, which takes into account the simultaneous action of the transverse and longitudinal components of the cutting forces.

Publications.

During the study, a total of 21 scientific works were published (Work Supplement 1): 13 abstracts and conference materials (including 8 - international), received 1 certificate of ownership of the work (computer program implemented in the educational process), 5 patents of Ukraine for a utility model, 2 patent applications were filed. In particular, during the work on the master's dissertation 5 abstracts and conference materials were published (including 2 international ones), 1 patent of Ukraine for a utility model was received, 2 patent applications were filed.

KEYWORDS. DEEP HOLES, TOOL HOLDER RIGIDITY, TOOL HOLDER STABILITY, BORING, LONG TOOL HOLDERS.

ЗМІСТ

Реферат	4
ВСТУП	12
1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.....	13
1.1. Особливості оброблення глибоких отворів	13
1.2. Шляхи підвищення вібростійкості розточувального інструмента.....	16
1.3. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів.....	20
1.4. Дослідження по вибору оптимальної конструкції віброгасильних вставок у державці токарного різця	21
1.5. Елементи системи «верстат-пристрій-інструмент-деталь», які обмежують вихідні характеристики процесу глибокого свердління	25
1.6. Висновки	33
2 ВПЛИВ СТАТИЧНОЇ ТА ДИНАМІЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ КОНСОЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБЛЮВАНИХ ОТВОРІВ.....	35
2.1 Елементарні похибки, що виникають у процесі оброблення глибоких отворів	35
2.2 Дослідження впливу сил, що діють на ТОС та призводять до зменшення точності при розточуванні та шліфуванні глибоких отворів	37
2.2.1 Визначення впливу радіальної складової сили різання на точність при обробленні глибоких отворів	38
2.2.2 Визначення впливу ваги та сил інерції інструмента на точність при обробленні глибоких отворів	40
2.2.3 Визначення впливу ваги інструментальної оправки на точність при обробленні глибоких отворів	42
2.2.4 Визначення впливу сил інерції, що діють на інструментальну оправку, на точність при обробленні глибоких отворів	43
2.3 Практична реалізація теоретичних досліджень.....	53
2.3.1 Спосіб налагодження горизонтально-розточувального верстата .	53
2.3.2 Верстат для шліфування глибоких отворів	55
2.4 Програмне забезпечення для автоматизації розрахунків	60
2.5 Висновки	61
3. УМОВИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ДОВГОМІРНИХ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ОПРАВОК.....	63
3.1. Визначення критичної сили стиснутої оправки.....	63
3.2. Визначення критичної сили стиснутої оправки, яка обертається.....	71
3.2.1. Постановка задачі	71
3.2.2. Рішення спектральної задачі.....	75

3.3. Особливості розрахунку критичної сили для позацентрово-стиснутої інструментальної оправки	79
3.4. Розрахунок на стійкість інструментальної оправки, на яку діють радіальна P_y та осьова P_x складові сили різання	82
3.5. Висновки	85
4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ	86
4.1. Вступ до розроблення стартап-проекту	86
4.2. Опис ідеї стартап-проекту	87
4.3. Аналіз потенційних техніко-економічних переваг ідеї	88
4.4. Технологічний аудит ідеї проекту	88
4.5. Аналіз ринкових можливостей стартап-проекту	89
4.6. Розроблення ринкової стратегії	94
4.7. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту	97
4.8. Висновки	98
ВИСНОВКИ	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	101
ДОДАТКИ	

ВСТУП

У різних галузях машинобудування все далі набувають поширення деталі, які мають глибокі отвори. Насамперед масовими споживачами таких деталей є спеціальне та загальне машинобудування, авіабудування, суднобудування, хімічне та нафтове машинобудування.

Деталі з глибокими отворами можуть виготовлятися різними методами, з різною точністю та якістю, у широкому діапазоні довжин та діаметрів.

Найпоширеніші способи виготовлення глибоких отворів – свердління, розточування та шліфування.

При розточуванні та шліфуванні глибоких отворів консольне кріплення інструмента зменшує жорсткість технологічної обробляючої системи, що призводить до зниження точності оброблюваних поверхонь.

У відомих дослідженнях питанню забезпечення точності оброблення глибоких отворів шляхом врахування та компенсації елементарних похибок за рахунок налагодження ТОС приділяється недостатньо уваги. У даній роботі досліджується вплив статичної та динамічної жорсткості консольних інструментів на точність оброблюваних отворів.

Свердління глибоких отворів є важко здійснюваною операцією в автоматизованому виробництві: процес свердління характеризується недостатньою міцністю інструмента на згин, під час тривалого свердління глибоких отворів крутний момент може досягати критичного значення, що у свою чергу призводить до руйнування інструмента. Наразі відомі дослідження втрати осьової стійкості інструмента при глибокому свердлінні, однак досі не вивчалися умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок при розточуванні глибоких отворів.

У системі верстат – пристрій – інструмент – деталь (ВПІД) при розточуванні глибоких отворів в найбільш важких умовах працює інструмент, зокрема довгомірна інструментальна оправка. Оправка є найбільш «слабким» ланцюгом технологічної обробляючої системи за критеріями жорсткості, міцності та стійкості.

1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1. Особливості оброблення глибоких отворів

У даний час у машинобудуванні спостерігається істотне збільшення обсягу робіт з оброблення глибоких отворів, до яких висуваються високі вимоги точності та якості обробленої поверхні [1].

Оброблення глибоких точних отворів – трудомісткий процес, який вимагає, як правило, застосування спеціальних верстатів та інструментів. Проблема оброблення глибоких отворів є актуальною для багатьох галузей машинобудування [1].

Складнощі оброблення отворів зростають зі збільшенням їх глибини. Глибину отворів прийнято оцінювати відношенням l/d_0 , де l – довжина отвору, а d_0 – його діаметр. Термін «глибокий отвір» в технічній літературі не має чіткого визначення. Частіше всього глибокими отворами вважають ті, у яких співвідношення довжини до діаметру становить 10 і більше. Хоча в деяких публікаціях рекомендується способи та інструменти для оброблення глибоких отворів використовувати для отворів, які мають глибину $l/d_0 = 4$. Пояснюється це тим, що при свердлінні спіральними свердлами вже з цієї глибини виникають труднощі з видаленням стружки і підведенням змащувально-охолоджувальних рідин в зону різання, що викликає різкі стрибки сил різання, вібрації і зниження стійкості різального інструменту та точності отворів [2].

Труднощі при обробленні глибоких отворів, особливо з підвищеними вимогами до точності та шорсткості поверхонь, пов'язані не лише з погіршенням умов відведення стружки та підведення змащувально-охолоджувальних рідин, але і головним чином з малою жорсткістю інструмента, яка прогресивно знижується зі збільшенням глибини та зменшенням діаметру отворів. З цієї причини виникають вібрації, що знижують стійкість інструмента, точність та якість поверхні отвору.

Через малу жорсткість консольно закріплених інструментів виникають наступні види похибок оброблення отворів [1]:

- відведення або викривлення осі отвору;
- розбивка по діаметру;
- відхилення від круглості в поперечному перерізі;
- відхилення від циліндричності в повздовжньому перерізі;
- велика висота мікронерівностей.

Величина цих похибок залежить від багатьох факторів, головні з них: жорсткість інструмента та спосіб його базування в початковий момент і в процесі оброблення; прийнята кінематика руху інструмента та заготовки; фізико-механічні властивості матеріалу заготовки; параметри режиму оброблення (подача, частота обертання); точність та жорсткість верстату; наявність люнетів, пристрій для послаблення вібрацій; знос різальних кромок.

Оскільки збільшення жорсткості інструмента шляхом підвищення моментів опорів крученню та вигинанню його робочої частини обмежене діаметром та глибиною отворів, найбільш ефективний спосіб, який дозволяє звести до мінімум вигин його осі, це спосіб базування інструмента з опорою на стінки отворів. З цією метою в інструменті передбачається таке розташування різальних кромок, коли завідомо створюється радіальна нерівноважена складова сили різання, яка притискає його корпус через напрямні елементи до поверхні отвору.

Інструменти, які працюють за таким принципом, називаються інструментами одностороннього різання.

Великий вплив на відведення осі отвору має відхилення осі інструмента в початковий момент оброблення.

Кінематика рухів інструмента та заготовки, навіть у випадку використання інструментів одностороннього різання, впливає на величину відведення осі, особливо помітну при великих довжинах отворів. Застосовуються три варіанти схеми оброблення [1]: 1) деталь обертається, інструменту надається лише рух подачі; 2) деталь нерухома, обертається інструмент; 3) деталь та інструмент обертаються у протилежних напрямках.

Перший варіант є переважним по точності оброблення, але придатний лише для деталей типу тіл обертання. При великій масі заготовок, особливо, коли різниця в діаметрах отвору і заготовки велика і обертання останньої з великою частотою обертання викликає складнощі, переважає третій варіант, практично рівноцінний по точності першому. Другий варіант застосовується для оброблення глибоких отворів несиметричних деталей.

У відношенні параметрів режимів різання встановлено, що зі збільшенням подачі точність дещо знижується, а зі збільшенням швидкості різання при відсутності наростоутворення – збільшується. При цьому також зменшується шорсткість поверхні.

При обробленні особливо глибоких отворів рекомендується установка проміжних опор у вигляді люнетів чи пристроїв для зменшення вібрацій для запобігання вигину інструмента.

Глибокі точні отвори в суцільному матеріалі оброблюються за декілька операцій, які можна розділити на дві групи. До першої групи належать операції свердління та чорнового розточування. Основне їхнє призначення – забезпечення вимог по розташуванню осі отвору та її прямолінійності. До другої групи відносяться чистові операції (чистове розточування, хонінгування та інші), основним призначенням яких є забезпечення необхідної точності діаметральних розмірів, форми та параметрів якості.

Ріст номенклатури деталей з глибокими отворами, розширення діапазону їх діаметрів і співвідношень l/d_0 , а також збільшення об'єму випуску вимагають вдосконалення способів їх оброблення, які будуть забезпечувати високу продуктивність, економічність і точність.

Для вирішення проблем, які виникають при обробленні глибоких отворів, була створена міжнародна асоціація зі свердління глибоких отворів – ВТА (Boring and Trepanning Association).

Узагальнивши світовий досвід оброблення глибоких отворів, ВТА проробила величезну роботу з удосконалення технології та розроблення системи інструментів і спеціальних металорізальних верстатів для цих цілей.

При цьому за основу був узятий патент Байснера (Німеччина, 1942 р.) на свердлильну головку одностороннього різання із зовнішнім підведенням мастильно-охолоджувальних рідин і внутрішнім відведенням стружки. Ці головки були значною мірою вдосконалені, і на їх принципі розроблений комплекс інструментів для суцільного і кільцевого свердління, розсвердлювання, розточування і розвертання.

Відмінними рисами сучасних способів та інструментів для оброблення глибоких отворів є: широке використання принципу самобазування інструментів в процесі різання з опорою на оброблену поверхню, оснащення різальної частини інструментів твердим сплавом, застосування високонапірного прокачування великих об'ємів змащувально-охолоджувальних технологічних середовищ (ЗМОТС) через зону різання з метою ефективного відведення тепла і примусового видалення стружки з отвору.

Інструменти одностороннього різання (мають односторонньо спрямовану невірноважену радіальну силу), яким притаманні ці особливості, здійснюють не лише процес різання, але й пластичне деформування мікронерівностей на поверхні отворі, таким чином вони є комбінованими інструментами. Завдяки цьому поряд з високою точністю оброблення (забезпечується використанням принципу самобазування) вдалося значно підвищити продуктивність не тільки за рахунок підвищення режимів різання, але і за рахунок скорочення числа операцій при обробленні глибоких точних отворів з високими вимогами щодо якості поверхні.

1.2. Шляхи підвищення вібростійкості розточувального інструмента

У праці [2] розглянуто особливості операції розточування, зазначено шляхи підвищення вібростійкості розточувальних різців.

Розточування отворів на токарних верстатах – широко розповсюджена технологічна операція, яка дозволяє досягати 6-7 квалітетів точності. Окрім того, розточування більш універсальне, ніж, наприклад, розвертання, засноване на застосуванні мірних інструментів.

Відстань від хвостовика до пластини, тобто незакріплена частина різця, називається вильотом. Виліт визначає максимальну глибину розточування та є важливою характеристикою розточувального різця. Занадто великий виліт викликає надлишкові пружні деформації розточувальної оправки, сприяє появі вібрацій, які призводять до погіршення якості поверхні, і може викликати передчасний знос пластини. Для більшості операцій необхідно обирати розточувальну оправку з максимальною статичною та динамічною жорсткістю. Статичною жорсткістю оправки називають її здатність протистояти пружним деформаціям (відтисканню) під дією сили різання. Динамічна жорсткість оправки визначається її здатністю гасити вібрації. Жорсткість – це здатність конструктивних елементів чинити опір деформації при зовнішньому впливі. Жорсткість залежить від матеріалу, форми, розмірів, способу установки. Зміна жорсткості викликає зміну амплітуди коливань. Жорсткість впливає на чистоту оброблення, вибір режимів різання, стійкість інструмента [2].

Суттєвим недоліком розточування є консольне кріплення інструмента, що зменшує жорсткість технологічної обробляючої системи. У результаті це призводить до виникнення вібрацій в процесі різання зі всіма відомими недоліками, що впливають з цього.

Шляхи підвищення вібростійкості розточувальних різців впливають з аналізу відомої залежності для визначення величини прогину (деформації) консольно закріпленої оправки:

$$y = \frac{P_y \cdot L^3}{3EI} \quad (1.1)$$

де P_y – радіальна складова сили різання, Н; L – виліт різця, м; I – момент інерції поперечного перерізу, м⁴ (для круглого перерізу $I = \pi \cdot D^4/64$), D – діаметр оправки, м; E – момент інерції, кг·м².

З неї випливає, що для підвищення вібростійкості розточувальних різців в першу чергу необхідно зменшувати виліт різця L . Однак його значення визначається глибиною отвору, що розточується. Зазвичай державки

розточувальних різців мають круглий поперечний переріз. Також встановлено, що при вильоті $L = 4D$, де D – діаметр інструментальної оправки, забезпечується вібростійкість інструмента в процесі різання.

При роботі розточувальним різцем необхідно забезпечити мінімально можливе значення сили різання P_y . В основному, це досягається шляхом вибору геометрії різальної частини різця. Зараз все більше використовуються збірні інструменти зі змінними металорізальними пластинами (ЗМП), тому для розточувальних різців слід застосовувати ЗМП форми типу D і V , де величина головного кута в плані становить 90° .

Також необхідно використовувати ЗМП з задніми кутами та величиною радіусу при його вершині 0,2-0,4 мм, і пластини з позитивною геометрією передньої поверхні. При експлуатації розточувальних різців допустима величина зносу задньої поверхні не повинна перевищувати 0,3 мм. Все це дозволяє мінімізувати сили різання та підвищити вібростійкість різців. Необхідно використовувати більш міцні марки твердих сплавів, а також використовувати зносостійкі покриття типу PVD, що також позитивно впливає на зменшення вібрацій в процесі різання.

Вібростійкість розточувальних різців залежить від модуля пружності E матеріалу оправки. Доцільно використовувати різці з твердосплавними державками. Такі різці є в номенклатурі стандартних інструментів провідних зарубіжних виробників, наприклад, фірми Sandvik Coromant.

Величина прогину (деформації) розточувального різця залежить і від моменту інерції I поперечного перерізу оправки, який визначається її геометричною формою та розмірами.

Як уже зазначалося, сучасні конструкції розточувальних різців зі змінними металорізальними пластинами мають державку з круглою формою поперечного перерізу. Однак також відомі конструкції різців з квадратним поперечним перерізом державок [3], наприклад, різці В. К. Семінського (рис. 1.1). З метою підвищення жорсткості розточувальних різців було запропоновано конструкції різців, які мають квадратний поперечний

переріз по всій довжині, але в робочій частині тіла державки цей переріз повернути на 35° відносно опорної частини. При цьому одна з діагоналей перерізу робочої частини різця розташована в горизонтальній площині, яка проходить через вісь деталі (чи на 2-3 мм нижче), що дає можливість застосовувати різці більшого перерізу. Довжина діагоналі може бути близька до величини діаметру оброблюваного отвору. Наприклад, для отворів діаметром 50 мм можна взяти різець перерізом 30x30 мм, при цьому довжина діагоналі становитиме 42 мм і різець вільно зайде в отвір.

Різці Семінського дозволяють значно збільшити режими різання та покращити чистоту оброблених поверхонь.

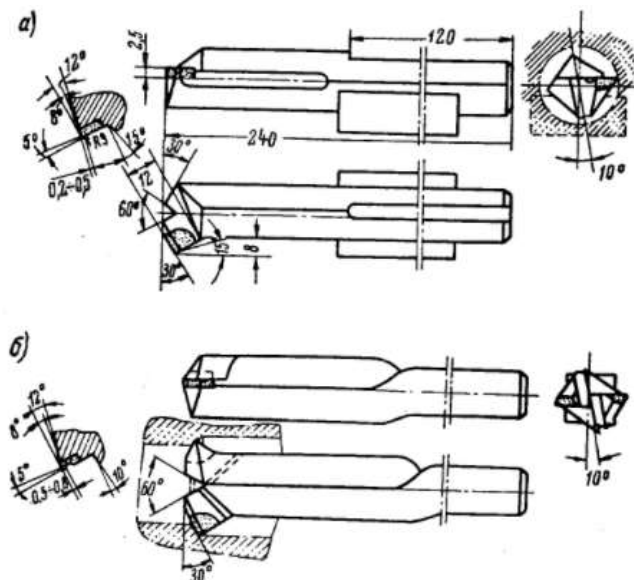


Рис. 1.1. Різці конструкції В. К. Семінського:

- а) – для швидкісного розточування отворів діаметром до 70 мм;*
- б) – для швидкісного чорнового та чистового розточування при одночасній роботі обох різальних пластинок*

Завдяки конструкції, представлений на рис. 1.1, жорсткість інструмента виходить значно більшою, ніж при звичайному круглому перерізі оправки. Це забезпечує можливість істотного підвищення режимів різання при розточуванні отворів. Виготовлення такого різця чи оправки простіше, ніж звичайного круглого в перерізі. Такий різець відрізняється підвищеною жорсткістю в порівнянні зі звичайним розточувальним різцем та допускає

збільшення перерізу стружки в 4-5 разів. При роботі таким різцем з підвищеною швидкістю різання не спостерігається вібрацій навіть при значному вильоті державки.

1.3. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів

Широко розповсюджений спосіб оброблення отворів розточуванням на токарних верстатах, коли розточувальний різець обробляє поверхню отвору з великим вильотом [4], що у свою чергу призводить до виникнення деформацій (відгинання) різця за рахунок радіальної складової сили різання, внаслідок чого виникають небажані вібрації та з'являється похибка форми оброблюваного отвору. Також відомий спосіб, коли оброблення на токарному верстаті відбувається за допомогою рухомого люнету, який зв'язаний з супортом верстату та примикає до деталі й супроводжує інструмент у процесі механооброблення [5]. Застосування рухомого люнету істотно збільшує стабільність процесу різання, однак відомі конструкції люнетів не дозволяють застосовувати їх при розточування отворів.

Для підвищення жорсткості інструменту під час глибокого розточування відомий спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах, який включає в себе переміщення розточувального різця вздовж осі отвору деталі [6]. Розточування відбувається з притисканням інструмента до оброблюваної поверхні пристроєм з телескопічними циліндрами, який розміщують на оправці та переміщують вздовж її осі.

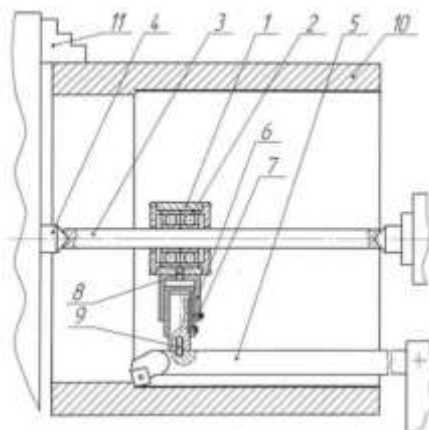


Рис. 1.2. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарному верстаті

Спосіб розточування реалізують за допомогою пристрою, корпус 1 якого змонтований за допомогою підшипників 2 на інструментальній оправці 3, яка закріплена в центрах 4 токарного верстата. Корпус 1 та різець 5 зв'язані телескопічним набором циліндрів 6 з фіксуючими гвинтами 7. Шпилькою 8 набір циліндрів 6 кріпиться до корпусу 1, а шпилькою 9 набір циліндрів кріпиться до різця 5. Заготовка 10 закріплена в патроні 11 [6].

Для оброблення отвору заданого розміру глибина різання встановлюється за допомогою переміщення різця в радіальному напрямку. Попередньо відпускають фіксуючі гвинти 7, що дозволяє телескопічному набору циліндрів вільно переміщатися разом з різцем. Після встановлення необхідної глибини різання фіксуючі гвинти 7 затягують, чим і забезпечується необхідне нерухоме розташування набору циліндрів в радіальному напрямі [6].

Під час оброблення отворів в процесі різання заготовка 10 обертається із заданою швидкістю, а інструмент поздовжньо переміщається разом з пристроєм, підшипники 2 якого переміщаються по інструментальній оправці за рухомою посадкою. Як наслідок, утворюється рухома опора для інструмента, яка істотно зменшуватиме відгинання різця під дією радіальної складової сили різання та знижуватиме рівень небажаних вібрацій при обробленні.

Отже, представлений спосіб розточування дозволяє призначати оптимальні режими оброблення, які забезпечують більш високу продуктивність. Окрім цього, спосіб дозволяє підвищити геометричну точність та якість оброблюваної поверхні.

1.4. Дослідження по вибору оптимальної конструкції віброгасильних вставок у державці токарного різця

У роботі [7] розглянуто вплив конструкції віброгасильних вставок в державці чи інструментальній оправці розточувального різця на величину переміщення робочого кінця різальної пластини при статичному навантаженні, тепловому і статичному навантаженнях.

Оброблення різанням є універсальним методом розмірної оброблення. Метод дозволяє обробляти поверхні деталей різних форм і розмірів.

Однією зі складних проблем при обробленні заготовок різанням є деформації та вібрації різального інструменту. Вони різко погіршують якість виробів, знижують продуктивність оброблення та стійкість інструменту. Тому завдання підвищення вібростійкості технологічної системи «верстат-пристрій-інструмент-деталь» набуває вирішального значення.

Основним способом зменшення вібрації є демпфірування енергії коливань.

Демпфуюча здатність інструменту може бути підвищена так званим конструктивним демпфуванням, тобто за рахунок збільшення опору в стиках, в місцях з'єднань різальних пластинок з різальним блоком і блоку з державкою інструменту, а також введення в конструкцію інструментів спеціальних віброгасильних шарів, виконаних з високонаповнених композиційних матеріалів. Одним з таких матеріалів є синтегран.

Для визначення оптимальної конструкції віброгасильних вставок з синтеграну в оправці чи державці розточувального токарного різця була створена об'ємна модель і проведений комп'ютерний аналіз на основі методу скінченних елементів в модулі скінченно-елементного аналізу APM Structure 3D, що входить до складу системи APM WinMachine. Аналіз включив в себе визначення величини переміщення робочого кінця різальної пластини при статичному навантаженні, при тепловому і статичному навантаженнях [7].

За основу моделі було взято розточувальний токарний різець марки S32X-MCLNL 12-Bh 12 з матеріалом державки сталь 40х, представлений на рис. 1.3.



Рис 1.3. Розточувальний токарний різець марки S32X-MCLNL 12-Bh 12

Для державки цього токарного різця було змодельовано 10 поперечних перерізів, показаних на рис. 1.4.

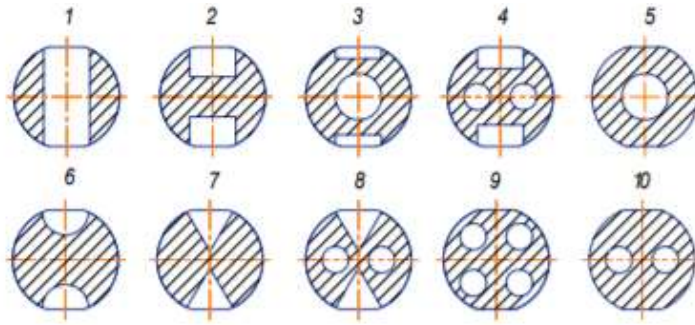


Рис 1.4. Моделі поперечних перерізів державки

Моделювання проводилося з урахуванням реальних температур, що виникають в зоні різання. Різець був навантажений силою 40,5 Н по осі OZ, 24,5 Н по осі OY і 21,4 Н по осі OX, яка була визначена з рівняння (1.2) для умов тонкого розточування [8, с. 271].

$$P_{z,y,x} = 10C_p t^x S^y v^n K_p \quad (1.2)$$

Також для надання моделі більшої реалістичності до неї додавалася сила в місцях кріплення різця в різцетримачі рівна 5592 Н для кожного болта [9, С. 78].

При розточуванні виліт різця є одним з основних параметрів його працездатності, тому комп'ютерний аналіз демпфуючих державок був проведений для трьох величин вильотів 40; 80; і 120 мм.

Як видно з рис. 1.5, поведінка моделі суцільної металевої державки розточувального токарного різця відрізняється від комбінованих більшою стабільністю при статичному навантаженні зі збільшенням вильоту. Це пояснюється тим, що перерізи комбінованих державок ослаблені прорізами і отворами. При заповненні їх сінтеграном ситуація поліпшується, але трохи, оскільки межі міцності на розтяг і вигин у сінтеграну на порядки нижче, ніж у сталі 40Х.

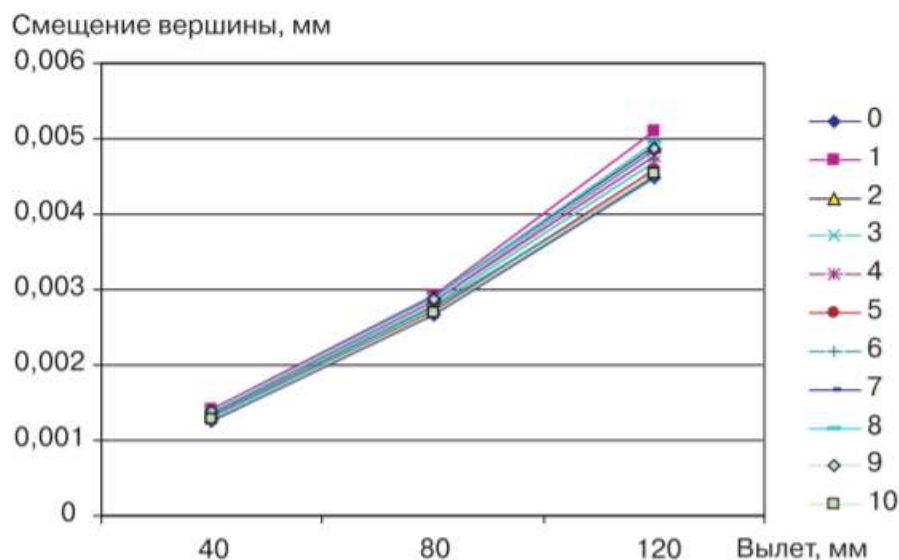


Рис. 1.5. Величини переміщень робочого кінця різальної пластини при статичному навантаженні

Однак статичний прогин різця має не таке важливе значення при його реальній роботі. Під час роботи в залежності від умов точіння різець розігрівається до дуже високих температур і на перший план виходить величина зміщення від температурного розширення.

$$\Delta L = \alpha L \Delta \theta_d \quad (1.3)$$

де L — величина вильоту різця, мм; $\Delta \theta_d$ — зміна температури деталі, °C; α — коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталі.

За наведеною простою формулою видно, що саме від коефіцієнта лінійного розширення матеріалу при інших подібних умовах і залежить розширення різця, а коефіцієнт α для сінтеграна в 3 рази менше, ніж для сталі 40Х.

Для отримання величини переміщення робочого кінця різальної пластини при тепловому і статичному навантаженнях до моделі було прикладено температурне навантаження 400°C.

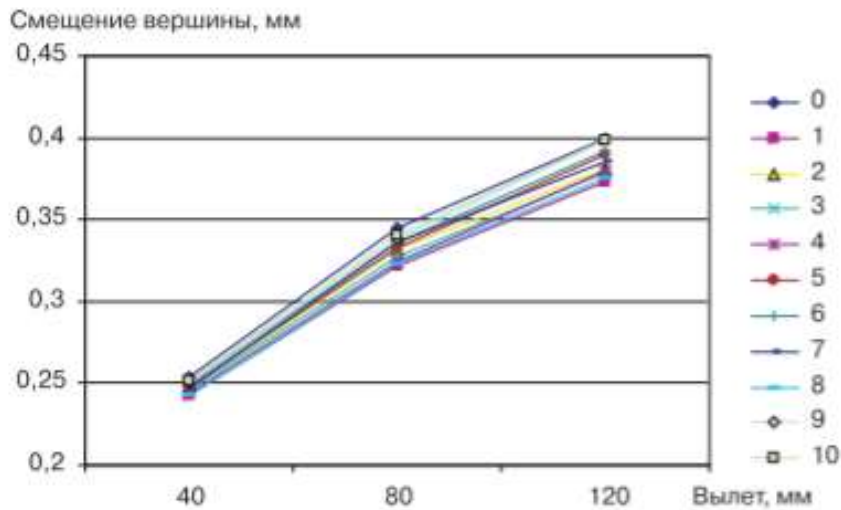


Рис. 1.6. Величини переміщень робочого кінця різальної пластини при тепловому та статичному навантаженні

Дані експерименту, наведені на рис. 1.6, показують, що державки зі вставками з сінтегрона відрізняються меншим температурним розширенням, що призводить до стабілізації лінійних розмірів різця. Однак у зв'язку з незначним розміром вставок і віддаленістю їх від зони нагріву, ці відмінності невеликі.

Проведений комп'ютерний аналіз моделей державок різців дозволив зробити наступні висновки. Державки з перерізами 1, 2, 4 і 8 відрізняються меншим температурним розширенням. Державки з перерізами 3, 5 і 10 відрізняються меншим прогином при статичному навантаженні.

1.5. Елементи системи «верстат-пристрій-інструмент-деталь», які обмежують вихідні характеристики процесу глибокого свердління

У роботах [10-11] розглянуто елементи системи «верстат-пристрій-інструмент-деталь» (ВПІД), які обмежують вихідні характеристики процесу глибокого свердління. Запропоновано механізм подачі зі змінною величиною вильоту інструмента, що дозволяє підвищити ефективність оброблення глибоких отворів.

Відомо, що в основі оптимізації процесу глибокого свердління лежить функція стійкості інструмента від параметрів процесу різання [12]. Математичний опис цього процесу визначається великим числом взаємопов'язаних факторів, які не піддаються на сьогоднішній день

узагальненню. Основним елементом системи ВПД, який обмежує вихідні параметри верстата при глибокому свердлінні, є інструмент. Оптимізація процесу глибокого свердління при цьому частіше всього зводиться до зняття визначених технічних обмежень по міцності, стійкості чи жорсткості свердла [10-11].

Для підвищення продуктивності процесу свердління потрібно вести оброблення з максимально припустимою величиною подачі. Одночасно максимально припустима подача свердління обмежується міцністю та осьовою стійкістю інструмента.

Припустима подача, отримана з розрахунків на міцність та стійкість робочої частини свердла, може бути визначена за формулою (1.4) [10-11]:

$$S_{II} = \sqrt[ym]{\frac{0,02 \cdot d^{3-x_M} \cdot \sigma_{II}}{1,73 \cdot C_M \cdot HB}}, \quad (1.4)$$

де d – діаметр інструмента; σ_{II} – припустиме напруження для матеріалу інструмента; C_M, y_M, x_M – постійні коефіцієнти, які залежать від механічних властивостей оброблюваного матеріалу та різальної частини свердла; HB – твердість оброблюваного матеріалу за Бріннелем.

Зі збільшенням глибини свердління швидкість подачі обмежується осьовою стійкістю інструмента, оскільки осьова (поздовжня) складова сили різання не повинна перевищувати критичну силу за Ейлером, що визначається за формулою:

$$P_{кр} = \frac{E \cdot \pi^2 \cdot I}{(\mu \cdot l)^2} = \eta \frac{E \cdot I}{l^2}, \quad (1.5)$$

де $P_{кр}$ – критична сила; E – модуль пружності; I – момент інерції поперечного перерізу інструмента; l – довжина свердла; η – коефіцієнт стійкості; μ – коефіцієнт приведеної довжини.

Для збереження осьової стійкості інструмента у міру збільшення глибини обробленого отвору необхідно зменшувати осьову складову сили різання за рахунок зниження швидкості подачі. У той же час зниження швидкості подачі викликає збільшення питомої сили різання, що якісно

впливатиме на процес різання. Оброблення глибоких отворів з малими подачами є малопродуктивним процесом, а на граничних подачах призводить до зниження якості оброблення отворів [10-11].

На рис. 1.7 приведені графіки припустимої швидкості подачі при обробленні сталі 45 за умови міцності інструмента по крутному моменту та умови збереження свердлом осьової стійкості, враховуючи залежності (1.4) та (1.5).

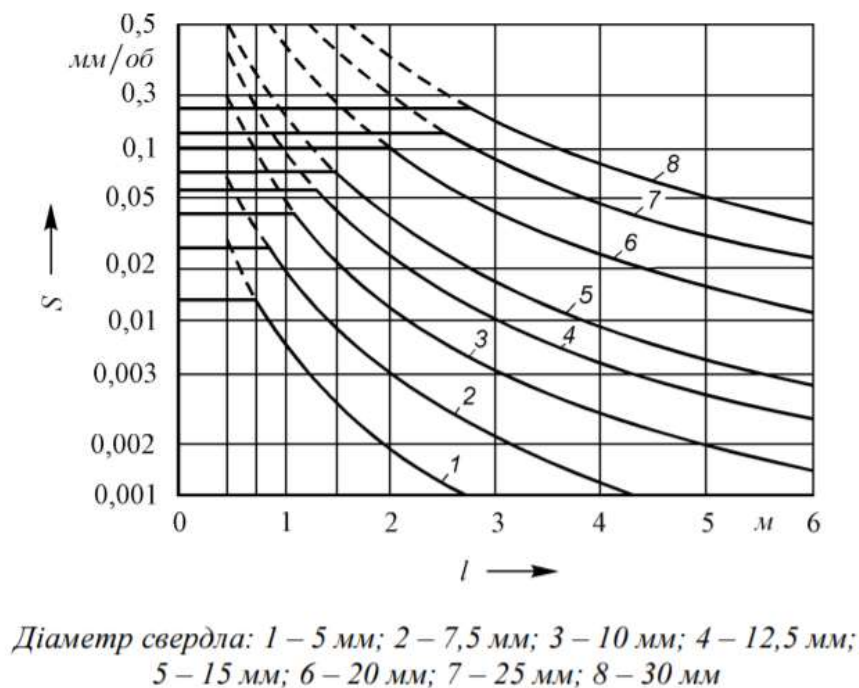


Рис. 1.7. Припустимі швидкості подачі при обробленні сталі 45 за умови міцності інструмента по крутному моменту та умови збереження свердлом осьової стійкості

Аналіз наведених на рис. 1.7 залежностей свідчить про те, що робоча область у системі координат «подача-глибина свердління» визначається двома показниками [11]: мінімальною величиною подачі для даного діаметру свердла, що визначається мінімальною продуктивністю та стійким характером стружкоутворення; та максимально припустимою величиною подачі, що визначається міцністю поперечного перерізу свердла та осьовою стійкістю інструмента.

У праці [13] вказана причина виникнення крутильних коливань свердла та визначений ступінь їхнього впливу на осьову стійкість інструмента.

Відповідність теоретичних досліджень у [13] результатам експериментальних досліджень при обробленні титанових сплавів дозволяє використати представлені дані для вибору оптимальних параметрів свердла для глибокого свердління. З представлених у роботі [14] графіків робимо висновок, що при збільшенні жорсткості інструмента в 1,5-2 рази кут розкручування спіралі свердла знижується у 2-3 рази.

Однак можливості підвищення жорсткості свердла за рахунок зміни форми поперечного перерізу наразі вивчені та практично вичерпані. Тому автори [14] звертають увагу на раціональну експлуатацію інструментів при свердлінні, вказуючи на складність суттєвого підвищення жорсткості свердла шляхом оптимізації поперечного перерізу.

На рис. 1.8 представлено схему установки свердла з однією проміжною опорою, що ділить відстань l на ділянки a та b . Застосування даної схеми дозволяє збільшити осьову стійкість інструмента при глибокому свердлінні. Однак у міру заглиблення свердла в заготовку величина вильоту змінюється та, відповідно, змінюється співвідношення a до b , яке бажано зберігати постійним під час процесу оброблення для отримання максимальної жорсткості інструмента. Отже, необхідно ускладнити конструкцію механізму. Задача не вирішується і на схемі (рис. 1.8, б), незважаючи на поліпшення технологічних можливостей по допустимій глибині свердління. Схема (рис. 1.8, в) забезпечує рівномірну зміну відстані між опорами в міру заглиблення інструмента в заготовку, але наявність проміжних опор та пружин збільшує загальний виліт інструмента у порівнянні з глибиною свердління.

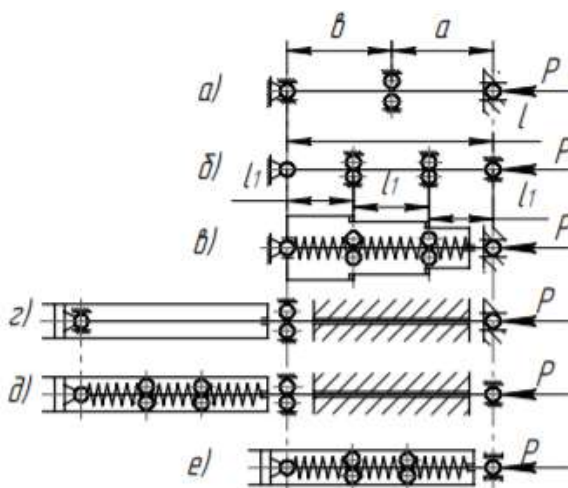


Рис. 1.8. Схеми рішення завдання підвищення осьової стійкості свердл при глибокому свердлінні

Підвищення осьової стійкості та жорсткості свердла в процесі оброблення отворів забезпечує схема (рис. 1.8, г). Згідно з цією схемою шток гідроприводу подачі зв'язаний зі свердлом безпосередньо. Оскільки жорсткість штока вища за жорсткість інструмента при рівних діаметрах, то схема (рис. 1.8, г) забезпечує підвищення жорсткості свердла та підвищує ефективність процесу глибокого свердління. Схема (рис. 1.8, д) забезпечуватиме подальше підвищення жорсткості свердла та ефективності свердління, а схема (рис. 1.8, е) ще й скорочуватиме приблизно у два рази осьові габарити приводу подачі.

Схеми привода (рис. 1.8), отримані результати досліджень [12] та узагальнення робіт [10-13] складають теоретичну основу для створення ряду нових конструкцій механізмів зі змінною структурою, що працюватимуть за методом перехоплення інструмента по його довжині. Такі механізми забезпечуватимуть передачу крутного моменту поздовжньої сили свердлу при мінімальному вильоті та здійснюватимуть дискретну подачу. Особливість конструкцій таких механізмів – наявність рухомих затискачів та механізму керування в осьову напрямку. Механізм керування затискачами забезпечить почергову фіксацію інструмента в поздовжньому напрямку та його дискретне переміщення.

Розроблена за схемою (рис. 1.8, г) конструкція механізму привода верстатів для глибокого свердління, представлена на рис. 1.9. У корпусі 1 на підшипниках встановлено шпindel 3, що виконаний у вигляді гідроциліндра. У циліндрі встановлено поршень 2, шток 4 якого з'єднаний жорстко з інструментом 5. Для зміни діаметра свердла шпindelна група головки виконана змінною [11].

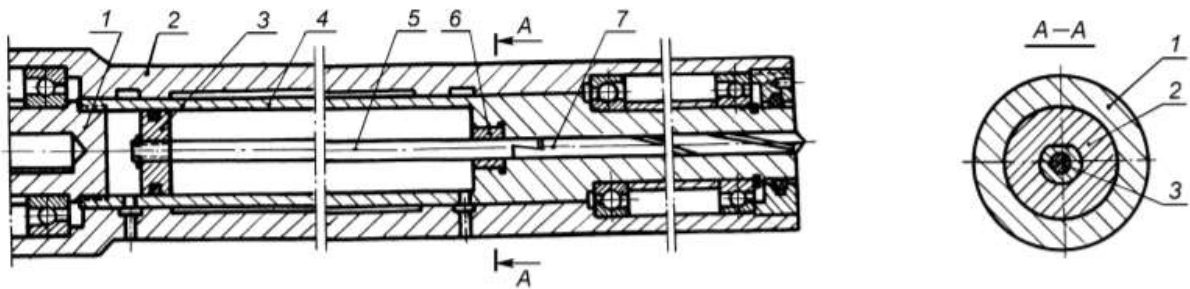


Рис. 1.9. Конструкція механізму привода верстатів для глибокого свердління

Підвищення осьової стійкості штока розглянутого на рис. 1.9 механізму забезпечується установкою проміжних опор (рис. 1.10). Проміжні опори 8 встановлені в циліндрі на штоку 4 та мають отвори для проходження мастила. Між поршнем 2, опорами 8 та торцевою поверхнею циліндра встановлюються спіральні пружини 7 рівної жорсткості. Під час робочої подачі, здійснюваної гідроприводом, поршень 2 стискає послідовно встановлені пружини 7, які забезпечуватимуть рівномірне переміщення проміжних опор в напрямку подачі при рівномірному взаємному зближенні [11].

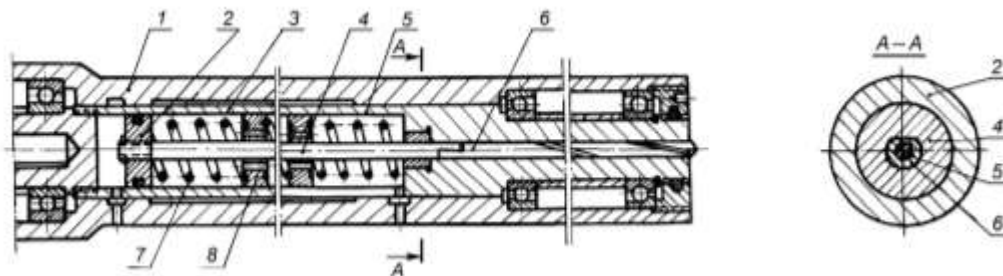


Рис. 1.10. Конструкція механізму привода верстатів для глибокого свердління

Повний цикл зворотно-поступальних рухів інструмента надається гідравлічним механізмом подачі, який забезпечує задану подачу робочої

рідини в ліву або праву порожнину обертового гідроциліндра. Керування циклом роботи гідроприводу та налагодження на задану програму поступальних переміщень здійснюється за допомогою шляхової автоматики [11] (на схемі не показано).

Ефективність оброблення глибоких отворів спіральними свердлами можна збільшити шляхом застосування вібраційного свердління, що в порівнянні з традиційним свердлінням забезпечить: надійне дроблення та транспортування стружки від зони різання, зниження сил тертя по поверхні контакту свердла із заготовкою, підвищення ефективності застосування мастильно-охолоджувальних речовин (МОР) тощо.

На рис. 1.11 показано модульну систему приводу для глибокого вібраційного свердління, що дозволить змінювати параметри оброблення в широкому діапазоні [15]. Основною характеристикою свердла, що визначає у процесі вібраційного свердління умови передачі заданих коливань різальним пругам, є його осьова та крутильна жорсткості. Нехтування цією характеристикою призводитиме до частоті зміни параметрів коливань, які передаються різальним пругам інструмента, що суттєво впливатиме на стабільність процесу свердління [11].

Верстат має привід головного руху, що включає електричний двигун 1, коробку швидкостей 2, шпиндель 3, які встановлені на напрямні 4 станини 5. Вібратор 6 також встановлений на станині. У шпинделі вібратора закріплений інструмент 7. Гідравлічний циліндр 8 з поршнем 9, шток якого з'єднаний зі станиною, встановлені на коробці швидкостей 2. Порожнина гідравлічного циліндра з'єднана каналом, у якому міститься зворотний клапан 10.

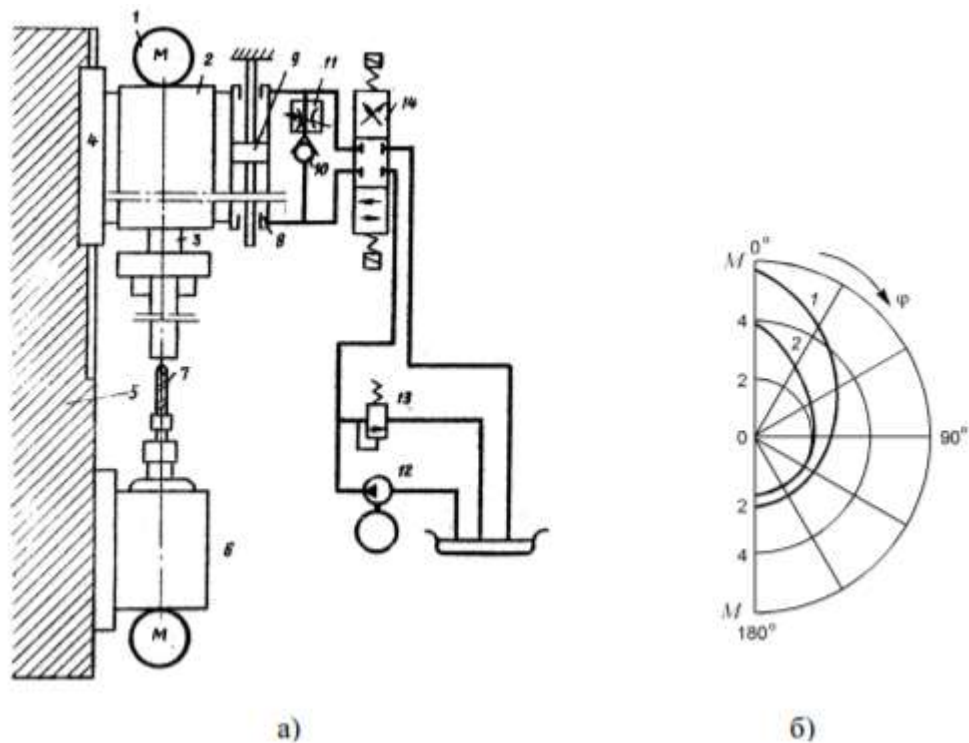


Рис. 1.11. Модульна система приводу для глибокого вібраційного свердління (а) та залежність крутного моменту від кута повороту планшайби (б)

Деталь, закріплена в патроні шпинделя 3, у процесі свердління отримує обертання зі швидкістю головного руху. Внаслідок дії сили ваги рухомих вузлів та деталей привід головного руху 1-3 переміщується в напрямку свердла. Дросель 11, встановлений послідовно, обмежує максимально допустиму швидкість цього руху. Для здійснення установчого та неробочого переміщень приводу головного руху верстат забезпечений окремим гідроклапаном, який містить насос 12, клапан 13 та розподільник 14. При подачі мастила забезпечується швидке установче переміщення приводу вгору або вниз по напрямних станини в одну із порожнин гідроциліндра 8 [11].

Зміною положення різального інструмента в просторі можна підвищити ефективність процесу оброблення спіральними свердлами. Дослідження свідчать (рис. 1.11, б) про те, що поворот планшайби від 0° до 180° (перехід від свердління зверху до свердління знизу) забезпечуватиме зниження крутного навантаження на свердло в 3 рази при обробленні сталі (рис. 1.11, б, крива 1) і у 2 рази при обробленні чавуну (рис. 1.11, б, крива 2) за однакових умов різання. Підведення МОР при цьому здійснюється по внутрішніх

каналах в інструменті, через які МОР безпосередньо надходить в зону різання, при цьому зменшується дія сил тертя і стружка вимивається з оброблюваного отвору.

Отже, у роботі [11] проведено теоретичні та експериментальні дослідження, які доводять, що застосування механізмів приводів верстатів для глибокого свердління, які мають проміжні опори, призводять до збільшення періоду стійкості інструмента. Вібраційне свердління підвищує ефективність оброблення отворів спіральними свердлами за рахунок надійного дроблення та транспортування зливної стружки від зони різання. Застосування представлених механізмів практично знімає обмеження процесу оброблення глибоких отворів спіральними свердлами за критерієм осьової стійкості інструмента.

1.6. Висновки

У першому розділі дисертації було розглянуто особливості оброблення глибоких отворів. Очевидно, що труднощі при обробленні глибоких отворів пов'язані не лише з погіршенням умов відведення стружки та підведення змащувально-охолоджувальних рідин, але і головним чином з малою жорсткістю інструмента, яка прогресивно знижується зі збільшенням глибини та зменшенням діаметру отворів.

У відомій літературі представлено шляхи підвищення вібростійкості розточувального інструмента.

Оскільки відомі способи розточування глибоких отворів великих діаметрів призводять до виникнення деформацій (відгинання) різця за рахунок радіальної складової сили різання, був розглянутий спосіб глибокого розточування, який призводить до підвищення жорсткості інструмента.

Було розглянуто питання впливу віброгасильних вставок в державці токарного різця на величину переміщення робочого кінця різальної пластини при статичному навантаженні та тепловому і статичному навантаженнях.

Елементи системи ВПД здатні обмежувати вихідні характеристики процесу глибокого свердління. У зв'язку з цим були представлені механізми

подачі зі змінною величиною вильоту інструмента, що дозволяє підвищити ефективність оброблення глибоких отворів.

2 ВПЛИВ СТАТИЧНОЇ ТА ДИНАМІЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ КОНСОЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБЛЮВАНИХ ОТВОРІВ

2.1 Елементарні похибки, що виникають у процесі оброблення глибоких отворів

Головною задачею технологічного підготування виробництва є забезпечення досягнення заданих параметрів точності та якості виробу (деталі) при найменших витратах, а також прогнозування та мінімізація похибок, які можуть виникнути на різних етапах виконання технологічного процесу.

Сумарна похибка оброблення є результатом впливу великої кількості факторів [16-28]:

- неточне встановлення заготовки на верстаті;
- результат дії пружних деформацій елементів ТОС під впливом сил різання;
- результат деформації заготовки та інших елементів ТОС під впливом сил закріплення;
- розмірне зношування різального інструмента;
- похибка налагодження верстата;
- геометричні неточності верстата та пристрою;
- неточність виготовлення інструмента;
- результат температурних деформацій окремих ланцюгів ТОС;
- похибка у результаті дії залишкових напружень у матеріалі заготовки та готових деталей, які можуть досягати великих значень при недостатній жорсткості заготовок.

Похибки оброблення виникають на всіх стадіях технологічного процесу виготовлення деталі, а їхні характер та величини залежать від різних факторів. Саме тому зведення впливу цих факторів до мінімуму є основною задачею при технологічному забезпеченні точності оброблення.

Відомо, що мінімізація елементарних похибок при обробленні отворів, тим більше – глибоких отворів, набагато складніше завдання в порівнянні з обробленням інших поверхонь.

Оброблення глибоких отворів може відбуватися, зокрема, розточуванням або шліфуванням.

Розточування – один з видів механічного оброблення отворів розточувальними різцями. Цей спосіб оброблення може здійснюватися різцями чи багатолезовими інструментами (розточувальними головками) при обертанні інструмента (розточувальні та свердлильні верстати) чи при обертанні заготовки (верстати токарної групи) [2, 26].

На положення та прямолінійність осі отвору після розточування впливає спосіб оброблення: при обертанні заготовки вдається забезпечити прямолінійну вісь отвору, яка співпадає з віссю обертання шпинделя верстата. При розточуванні з обертанням інструмента подеколи застосовують направляючі втулки для забезпечення меншого уводу осі отвору та більшої її прямолінійності.

Незакріплена частина різального інструмента (відстань від торця шпинделя до інструмента) називається вильотом. Саме виліт буде визначати максимальну глибину розточування та є найважливішим розміром розточувального різця. При занадто великому вильоті відбуваються деформації розточувальної інструментальної оправки, які впливають на точність оброблення.

Забезпечення точності та формування якості поверхневого шару отворів здійснюється на фінішних операціях. Оброблення без видалення матеріалу та оброблення осьовим лезовим інструментом використовується у випадках, коли відсутня необхідність виправлення похибки розташування осі отвору. Якщо ж така необхідність існує, а також при нерівномірності припуску на оброблення – чи не єдиним способом досягнення відповідної точності отворів є внутрішнє шліфування [1, 27].

При розточуванні та внутрішньому шліфуванні різальний інструмент традиційно закріплюється на вільному кінці інструментальної оправки. При обробленні відбувається деформація оправки під дією різних сил. Суттєвим недоліком розточування та шліфування глибоких отворів є консольне кріплення інструмента, що зменшує жорсткість технологічної системи.

Точність отворів при розточуванні та шліфуванні значною мірою залежить від точності позиціонування вершини різального або абразивного інструмента відносно оброблюваної поверхні. Точність позиціонування можна досягти у процесі налагодження ТОС.

У відомій літературі з технологій машинобудування [2, 16-27] досліджено вплив радіальної складової сили різання на точність оброблення глибоких отворів. Однак про вплив ваги інструментальної оправки, ваги інструмента та відцентрової сили інерції на жорсткість оправки та точність оброблюваних отворів інформації не знайдено.

2.2 Дослідження впливу сил, що діють на ТОС та призводять до зменшення точності при розточуванні та шліфуванні глибоких отворів

Через консольне закріплення інструмента під час розточування та шліфування глибоких отворів на точність оброблюваних поверхонь будуть впливати наступні сили:

- вага та сила інерції інструмента;
- вага інструментальної оправки;
- відцентрові сили інерції, що діють на інструментальну оправку.

Також при розточуванні та шліфуванні відбувається деформація інструментальної оправки під дією радіальної складової сили різання.

Сила різання та сили інерції залежать від режимів різання, характеризуються швидкими змінами в часі, тому вони є динамічними навантаженнями на ТОС. Вага інструмента та інструментальної оправки вважаються статичними навантаженнями.

Схематично інструментальну оправку можна зобразити у вигляді консольної балки (рис. 2.1).

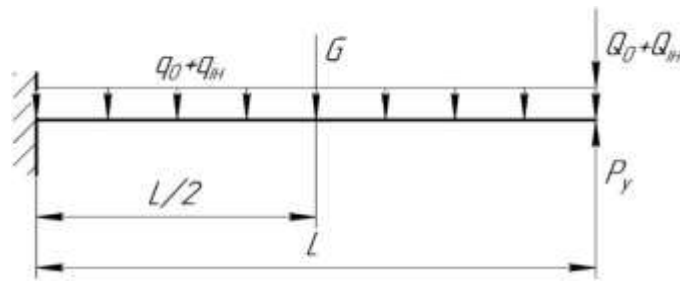


Рис. 2.1. Схематичне зображення інструментальної оправки у вигляді консольної балки

На рис. 2.1 показано: Q_0 – вага інструмента, Н; $Q_{ін}$ – відцентрова сила інерції, що діє на інструмент, Н; q_0 – розподілена вага інструментальної оправки, Н/м; G – зосереджена вага інструментальної оправки, Н; $q_{ін}$ – розподілена відцентрова сила інерції, що діє на інструментальну оправку, Н/м; P_y – радіальна складова сили різання, Н; L – довжина інструментальної оправки, м.

Розглянемо вплив кожної з наведених сил на точність оброблення глибоких отворів. Розглядається оправка, що має циліндричну форму та виготовлена з легованої сталі (модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

2.2.1 Визначення впливу радіальної складової сили різання на точність при обробленні глибоких отворів

При консольному закріпленні різального інструмента спостерігається відгинання різця за рахунок радіальної складової сили різання. Внаслідок цього з'являються похибки форми оброблюваного отвору.

Схематичне представлення інструментальної оправки, на яку діє радіальна складова сила різання P_y , показано на рис. 2.2.

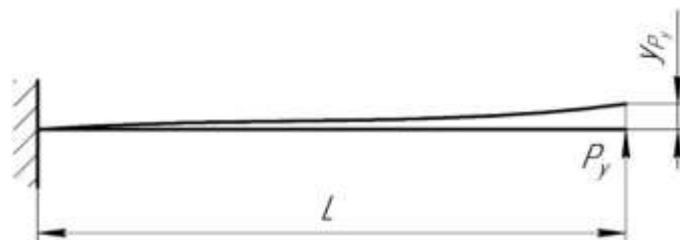


Рис. 2.2. Схематичне представлення циліндричної оправки у виді консольної балки

На рис. 2.2 показано: L – виліт різального інструмента (довжина оправки), м; P_y – радіальна складова сили різання, Н; y_{Py} – лінійна деформація балки під дією радіальної складової різання, м.

Максимальна лінійна деформація оправки y_{Py} за відомою залежністю становить:

$$y_{Py} = \frac{P_y \cdot L^3}{3EI} \quad (2.2)$$

де I – момент інерції поперечного перерізу, м^4 (для круглого перерізу $I = \pi \cdot D^4/64$), D – діаметр оправки, м.

Графік залежності лінійної деформації y_{Py} від довжини оправки L при незмінному діаметрі $D = 20$ мм та постійній силі різання P_y показано на рис. 2.3.

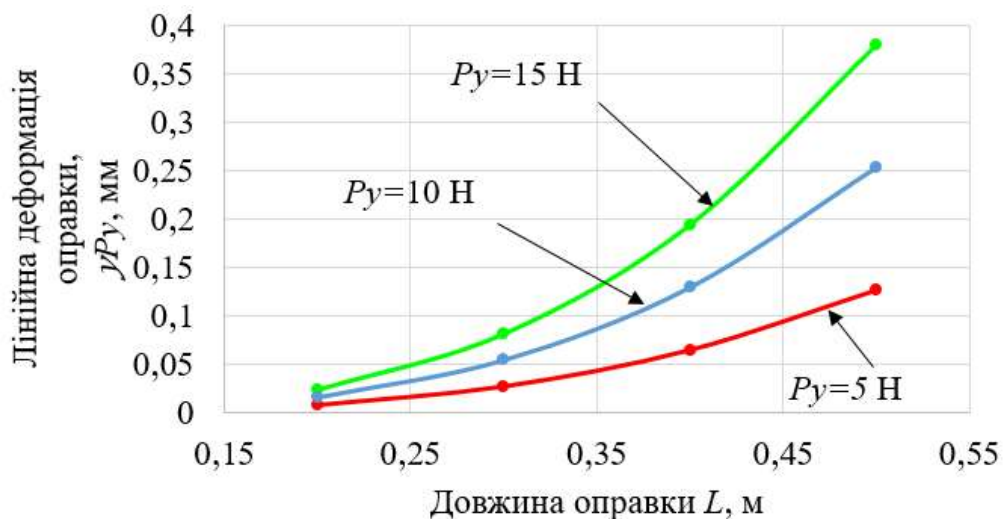


Рис. 2.3. Залежність лінійної деформації y_{Py} від довжини оправки L при діаметрі оправки $D = 0,02$ м та постійній силі різання

Вплив співвідношення L/D на лінійну деформацію y_{Py} показано на графіку (рис. 2.4). Вважається, що довжина оправки $L = \text{const}$, діаметр $D = \text{var}$. Сила різання постійна $P_y = 10$ Н.

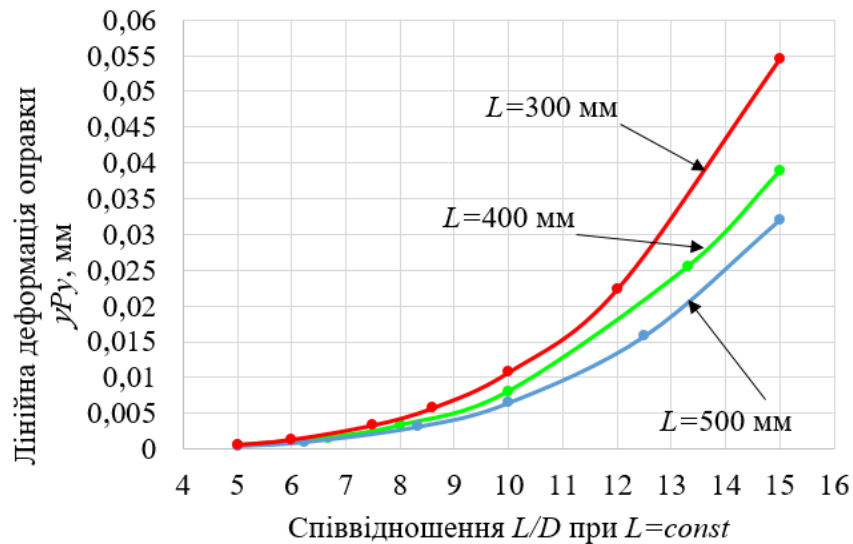


Рис. 2.4. Залежність лінійної деформації оправки y_{Py} від геометричних параметрів оправки та постійній силі різання $P_y = 10 \text{ Н}$

2.2.2 Визначення впливу ваги та сил інерції інструмента на точність при обробленні глибоких отворів

Схематичне представлення інструментальної оправки, на яку діють вага інструмента та відцентрова сила інерції інструмента, показано на рис. 2.5.

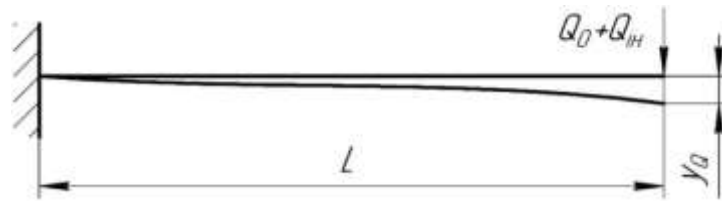


Рис. 2.5. Схематичне представлення циліндричної оправки у формі консольної балки

На рис. 2.5 показано: Q_0 – вага інструмента, Н; Q_{in} – відцентрова сила інерції, що діє на інструмент, Н; L – довжина інструментальної оправки, м; y_Q – лінійна деформація оправки під дією власної ваги та відцентрової сили інерції інструмента, м.

Максимальна лінійна деформація інструментальної оправки з інструментом під дією власної ваги інструмента розраховується за формулою, м:

$$y_{Q_0} = \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI} \quad (2.3)$$

Оскільки спостерігається відхилення осі балки від початкового, має місце відцентрова сила інерції, яка діє на інструмент. Максимальна сила інерції інструмента дорівнює:

$$Q_{\text{ін}} = \omega^2 \cdot y_{Q_0} = \omega^2 \cdot \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI}, \quad (2.4)$$

де ω — кутова швидкість обертання оправки, рад/с.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.5)$$

де n — частота обертання оправки, об./хв.

Максимальна лінійна деформація інструментальної оправки з інструментом з врахуванням відцентрових сил інерції, що діють на інструмент, розраховується за формулою:

$$y_{Q_{\text{ін}}} = \frac{Q_{\text{ін}} \cdot L^3}{3EI} = \omega^2 \cdot \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI} \cdot \frac{L^3}{3EI} \quad (2.6)$$

Лінійна деформація інструментальної оправки з інструментом, спричинена діями ваги інструмента та відцентрових сил інерції, обчислюється за формулою:

$$y_Q = y_{Q_0} + y_{Q_{\text{ін}}} = \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI} + \omega^2 \cdot \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI} \cdot \frac{L^3}{3EI} = \frac{Q_0 \cdot L^3}{3EI} \left(1 + \omega^2 \cdot \frac{L^3}{3EI} \right) \quad (2.7)$$

На графіку (рис. 2.6) представлено залежність лінійної деформації y_Q від частоти обертання оправки n . Маса інструмента приймається $m_{\text{інстр}} = 30$ г.

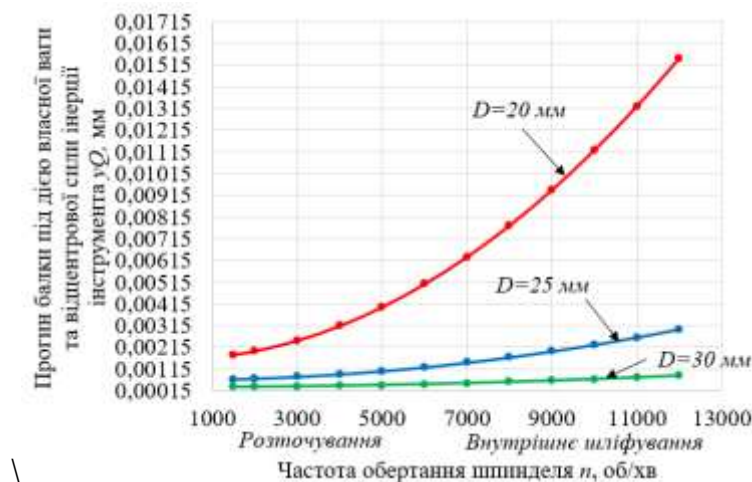


Рис. 2.6. Залежність лінійної деформації оправки y_Q від частоти обертання оправки n при довжині оправки $L = 300$ мм та діаметрі оправки D

2.2.3 Визначення впливу ваги інструментальної оправки на точність при обробленні глибоких отворів

При розрахунку лінійної деформації оправки повинна враховуватися власна вага цієї оправки. Очевидно, що вага буде розподілена по всій її довжині. Припускається, що навантаження є лінійно-розподіленим, а оправка – однорідна. Схематично зобразимо інструментальну оправку як консольну балку (рис. 2.7).

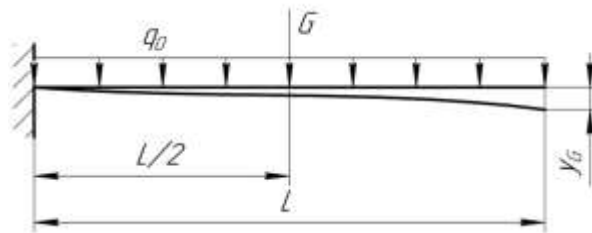


Рис. 2.7. Схематичне представлення циліндричної оправки у формі консольної балки

На рис. 2.7: q_0 – інтенсивність розподіленого навантаження, Н/м; G – зосереджена сила (вага оправки), Н; y_G – лінійна деформація під дією власної ваги.

Інтенсивність розподіленого навантаження буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} q_0 &= \frac{G}{L} = \frac{m \cdot g}{L} = \frac{V \cdot \rho \cdot g}{L} = \frac{S \cdot L \cdot \rho \cdot g}{L} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L \cdot \rho \cdot g}{4 \cdot L} = \\ &= \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot g}{4} \end{aligned} \quad (2.8)$$

де m – маса оправки, кг; g – прискорення вільного падіння, Н/кг; V – об'єм циліндричної оправки, м³; ρ – густина матеріалу, з якого виготовлена оправка, кг/м³ (для легованої сталі $\rho = 7800$ кг/м³); S – площа основи циліндра, м².

При навантаженні, лінійно розподіленому по всій довжині балки, максимальна лінійна деформація обчислюється:

$$y_G = \frac{q_0 \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} = \frac{64 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot g \cdot L^4}{4 \cdot 8 \cdot E \cdot \pi \cdot D^4} = \frac{2 \cdot \rho \cdot g \cdot L^4}{E \cdot D^2} \quad (2.9)$$

Графіки залежності лінійної деформації оправки y_G під дією власної ваги від співвідношень між геометричними параметрами оправки ($L = const$ та $D = var$) зображено на рис. 2.8.

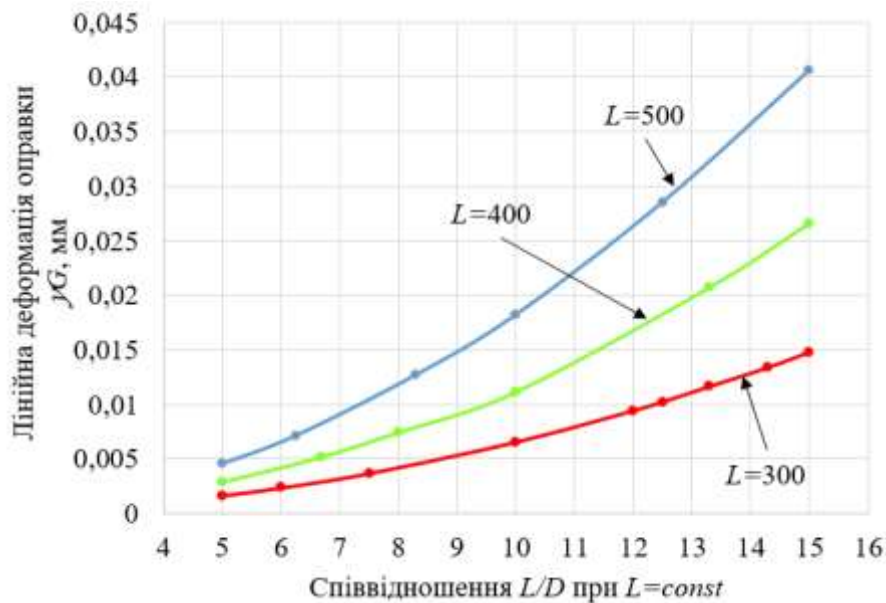


Рис. 2.8. Графік залежності лінійної деформації оправки y_G від співвідношень між геометричними параметрами оправки ($L = const$ та $D = var$)

2.2.4 Визначення впливу сил інерції, що діють на інструментальну оправку, на точність при обробленні глибоких отворів

Оправка обертається навколо своєї осі. При цьому величина лінійної швидкості лишається постійною, а її напрямок змінюється. Зміну швидкості по напрямку обумовлює наявність відцентрового прискорення, яке зумовлене лінійною деформацією оправки. Отже, на оправку буде діяти відцентрова сила інерції.

Схематичне зображення оправки, на яку діють власна вага q_0 та відцентрові сили інерції q_{in} , показано на рис. 2.9.

Вводиться система координат, початок якої знаходиться в консольному закріпленні, при цьому вісь абсцис є горизонтальною та направлена вздовж балки, а вісь ординат співпадає з напрямком зміщення (рис. 2.9).

Величина відцентрової сили інерції $q_{\text{ін}}$, яка діє на балку, буде змінюватися по довжині. Її можна представити як функцію від змінної y , де y — величина прогину балки, яка у свою чергу залежить від x .

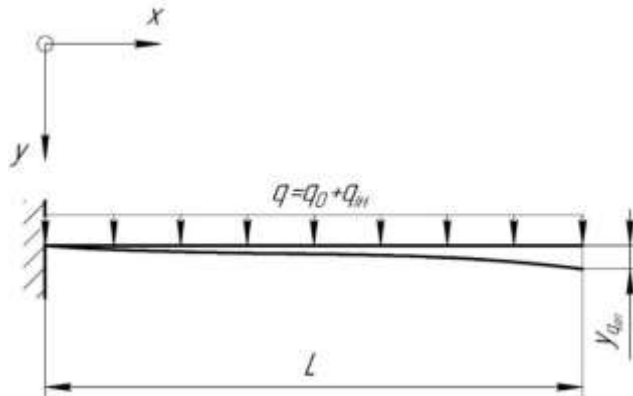


Рис. 2.9. Схематичне представлення циліндричної оправки у формі консольної балки

Сили інерції, що діють на елементарні ділянки балки довжиною dx :

$$\begin{aligned} dF_{\text{ін}} &= dm \cdot a = dV \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x) = S \cdot dx \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x) = \\ &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot dx \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x), \end{aligned} \quad (2.10)$$

де dm — елементарна маса на ділянці довжиною dx , кг; dV — елементарний об'єм на ділянці довжиною dx , м³; a — відцентрове прискорення ділянки dx , м/с²; ω — кутова швидкість, рад/с.

Відцентрові сили інерції, що діють на одиницю довжини балки:

$$q_{\text{ін}} = \frac{dF_{\text{ін}}}{dx} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot dx \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x)}{4 \cdot dx} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x)}{4} \quad (2.11)$$

Записується диференціальне рівняння вигнутої осі балки 4-го порядку з врахуванням власної ваги балки й відцентрових сил інерції:

$$EI y^{IV}(x) = q_0 + q_{\text{ін}}(y(x)) \quad (2.12)$$

З формули (2.11) можна отримати загальне неоднорідне диференціальне рівняння 4-го порядку:

$$y^{IV}(x) - \frac{q_{\text{ін}}(y)}{EI} = \frac{q_0}{EI} \quad (2.13)$$

Для зручності знаходження розв'язку диференційного рівняння (2.12) вводиться заміна:

$$\frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \omega^2}{4 \cdot E \cdot I} = k^4, \quad \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot g}{4 \cdot E \cdot I} = b \quad (2.14)$$

Таким чином рівняння (2.12) набуває вигляду:

$$y^{IV}(x) - k^4 \cdot y(x) = b \quad (2.15)$$

Загальний розв'язок рівняння (2.14) має вигляд:

$$y(x) = C_1 \cdot \sin kx + C_2 \cdot \cos kx + C_3 \cdot e^{kx} + C_4 \cdot e^{-kx} - \frac{b}{k^4}, \quad (2.16)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні коефіцієнти, що з'являються в ході розв'язання диференційного рівняння. Ці коефіцієнти можна визначити, сформулювавши задачу Коші. Задача Коші – основна задача теорії диференціальних рівнянь, яка полягає в знаходженні рішення диференційного рівняння, яке задовольняє початковим умовам. Тому необхідно сформулювати початкові умови.

У початку координат ($x = 0$) переміщення $y(x) = 0$. Кутове переміщення в консольному закріпленні ($x = 0$) також буде дорівнювати нулю $y'(0) = 0$. На вільному кінці балки ($x = L$) реакції в опорах (сила та момент) будуть дорівнювати нулю. Це означає, що друга та третя похідні від переміщення $y(x)$ на вільному кінці також будуть дорівнювати нулю.

Отже, початкові умови для визначення коефіцієнтів: $y(0) = 0$; $y'(0) = 0$; $y''(L) = 0$; $y'''(L) = 0$.

Необхідно знайти похідні загального розв'язку рівняння.

$$y'(x) = k \cdot C_1 \cdot \cos kx - k \cdot C_2 \cdot \sin kx + k \cdot C_3 \cdot e^{kx} - k \cdot C_4 \cdot e^{-kx} \quad (2.17)$$

$$y''(x) = -k^2 \cdot C_1 \cdot \sin kx - k^2 \cdot C_2 \cdot \cos kx + k^2 \cdot C_3 \cdot e^{kx} + k^2 \cdot C_4 \cdot e^{-kx} \quad (2.18)$$

$$y'''(x) = -k^3 \cdot C_1 \cdot \cos kx + k^3 \cdot C_2 \cdot \sin kx + k^3 \cdot C_3 \cdot e^{kx} - k^3 \cdot C_4 \cdot e^{-kx} \quad (2.19)$$

При підстановці в (2.15)-(2.18) початкових умов отримано систему рівнянь (2.19)-(2.22).

$$C_2 + C_3 + C_4 = \frac{b}{k^4} \quad (2.20)$$

$$C_1 + C_3 - C_4 = 0 \quad (2.21)$$

$$C_1 \cdot \sin kL + C_2 \cdot \cos kL - C_3 \cdot e^{kL} - C_4 \cdot e^{-kL} = 0 \quad (2.22)$$

$$-C_1 \cdot \cos kL + C_2 \cdot \sin kL + C_3 \cdot e^{kL} - C_4 \cdot e^{-kL} = 0 \quad (2.23)$$

З рівняння (2.19):

$$C_3 = \frac{b}{k^4} - C_2 - C_4 \quad (2.24)$$

З рівнянь (2.20) та (2.19):

$$C_1 = C_4 - C_3 = C_4 - \frac{b}{k^4} + C_2 + C_4 = C_2 + 2 \cdot C_4 - \frac{b}{k^4} \quad (2.25)$$

При підстановці (2.23) та (2.24) у рівняння (2.21) отримуємо:

$$\left(C_2 + 2 \cdot C_4 - \frac{b}{k^4}\right) \cdot \sin kL + C_2 \cdot \cos kL - \left(\frac{b}{k^4} - C_2 - C_4\right) \cdot e^{kL} - C_4 \cdot e^{-kL} = 0 \quad (2.26)$$

З рівняння (2.25) виражаємо C_4 через C_2 :

$$C_4 = \frac{b(\sin kL + e^{kL})}{k^4(2 \sin kL + e^{kL} - e^{-kL})} - \frac{C_2(\sin kL + \cos kL + e^{kL})}{2 \sin kL + e^{kL} - e^{-kL}} \quad (2.27)$$

У рівняння (2.22) підставляємо (2.24), (2.23) та (2.26). Результатом є (2.27):

$$C_2 = \frac{-\frac{b}{k^4} \left(e^{kL} + \cos kL - \frac{\sin kL + e^{kL}}{2 \sin kL + e^{kL} - e^{-kL}} \cdot (2 \cos kL + e^{kL} + e^{-kL}) \right)}{\frac{\sin kL + \cos kL + e^{kL}}{2 \sin kL + e^{kL} - e^{-kL}} (2 \cos kL + e^{kL} + e^{-kL}) - \cos kL + \sin kL - e^{kL}} \quad (2.28)$$

Через співвідношення (2.26), (2.23) та (2.24) визначаються коефіцієнти C_4 , C_3 , C_1 відповідно та підставляються в рівняння (2.15).

Отже, знайдено розв'язок диференційного рівняння, що задовольняє початкові умови.

Оскільки формули для визначення коефіцієнтів при заданих вихідних даних є громіздкими, то доцільно використовувати програмне забезпечення для розрахунку переміщень.

Для перевірки результатів у програмі Mathcad обчислено максимальне значення лінійної деформації оправки ($x = L$) з врахуванням відцентрових сил інерції та власної ваги. Геометричні параметри оправки: довжина $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$; діаметр $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$. Частота обертання шпинделя $n = 2000 \text{ об./хв}$. Результати представлені на рис. 2.10.

Вихідні дані:

$$\rho := 7800 \quad E := 2.1 \cdot 10^{11} \quad D := 0.02 \quad L := 0.3 \quad g := 9.81$$

$$n := 2000 \quad I := \pi \cdot \frac{D^4}{64} \quad I = 7.854 \cdot 10^{-9}$$

$$k4 := \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{n^2}{4 \cdot 30^2 \cdot E \cdot I} \quad k4 = 65.171$$

$$k1 := k4^{\frac{1}{4}} \quad k1 = 2.841 \quad b := \rho \cdot g \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4 \cdot E \cdot I} \quad b = 0.015$$

Визначення коефіцієнтів:

$$C2 := \frac{\frac{-b}{k4} \cdot \left(e^{k1 \cdot L} + \cos(k1 \cdot L) - \frac{\sin(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L}}{2 \cdot \sin(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L} - e^{-k1 \cdot L}} \cdot (2 \cdot \cos(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L} + e^{-k1 \cdot L}) \right)}{\frac{\sin(k1 \cdot L) + \cos(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L}}{2 \cdot \sin(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L} - e^{-k1 \cdot L}} \cdot (2 \cdot \cos(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L} + e^{-k1 \cdot L}) - \cos(k1 \cdot L) + \sin(k1 \cdot L) - e^{k1 \cdot L}}$$

$$C2 = 6.958 \cdot 10^{-5}$$

$$C4 := \frac{-C2 \cdot (\sin(k1 \cdot L) + \cos(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L}) + \frac{b}{k4} \cdot (e^{k1 \cdot L} + \sin(k1 \cdot L))}{2 \cdot \sin(k1 \cdot L) + e^{k1 \cdot L} - e^{-k1 \cdot L}}$$

$$C4 = 1.26 \cdot 10^{-4}$$

$$C3 := \frac{b}{k4} - C2 - C4$$

$$C3 = 2.806 \cdot 10^{-5}$$

$$C1 := C4 - C3$$

$$C1 = 9.794 \cdot 10^{-5}$$

Визначення максимального прогину балки

$$y := C1 \cdot \sin(k1 \cdot L) + C2 \cdot (\cos(k1 \cdot L)) + C3 \cdot e^{k1 \cdot L} + C4 \cdot e^{-k1 \cdot L} - \frac{b}{k4} \quad y = 1.542 \cdot 10^{-5}$$

Рис. 2.10. Визначення коефіцієнтів розв'язку диференційного рівняння та обчислення максимальної лінійної деформації оправки при геометричних параметрах оправки $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$; $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ та частоті обертання шпинделя $n = 2000 \text{ об./хв.}$ у програмному забезпеченні Mathcad

Також диференційне рівняння (2.15) для певних вихідних даних одразу можна розв'язати численними методами з допомогою програмного забезпечення Mathcad.

Розв'язок диференційного рівняння численними методами з вихідними даними $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$; $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ та частотою обертання $n = 2000 \text{ об./хв.}$ представлено на рис. 2.11.

Вихідні дані:

$$\rho := 7800 \quad E := 2.1 \cdot 10^{11} \quad D := 0.02 \quad L := 0.3 \quad g := 9.81$$

$$n := 2000 \quad I := \pi \cdot \frac{D^4}{64} \quad I = 7.854 \cdot 10^{-9}$$

$$k4 := \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{n^2}{4 \cdot 30^2 \cdot E \cdot I} \quad k4 = 65.171$$

$$k1 := k4^{\frac{1}{4}} \quad k1 = 2.841 \quad b := \rho \cdot g \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4 \cdot E \cdot I} \quad b = 0.015$$

Розв'язок диференціального рівняння

$$y'''(x) - k4 \cdot y(x) = b$$

Початкові умови

$$y(0) = 0 \quad y'(0) = 0 \quad y''(0.3) = 0 \quad y'''(0.3) = 0$$

$$y := \text{odesolve}(y(x), 0.3)$$

$$y(0.3) = 1.542 \cdot 10^{-5}$$

Рис. 2.11. Розв'язок диференційного рівняння численними методами з вихідними даними $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$; $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ та частотою обертання $n = 2000 \text{ об./хв.}$

Результати, отримані численними методами та обчислені за допомогою формул, однакові, отже, формули виведення коефіцієнтів є вірними.

Варто зазначити, що всі рівняння розглянуті для того випадку, коли різальний інструмент перебуває в найнижчому положенні відносно заготовки, тобто в найнесприятливішому щодо забезпечення точності. Наприклад, у випадку, коли оправка перебуває у найвищому положенні відносно заготовки, розподілені навантаження від відцентрових сил інерції та сил ваги направлені в протилежні напрямки. Це означає, що рівняння (2.11) та всі подальші рівняння, які з нього випливають, змінюють свій вигляд у залежності від того, яке положення інструмента відносно заготовки розглядається.

Рівняння (2.11) встановлює залежність між величиною зміщення інструментальної оправки y та величинами ваги оправки та відцентрових сил інерції. Для того, щоб знайти максимальне значення лінійної деформації оправки, спричиненого лише відцентровими силами інерціями, потрібно від загальної деформації відняти деформацію, спричинену власною вагою.

На графіку (рис. 2.12) побудовано залежності лінійної деформації оправки $y_{Q_{оп}}$ під дією власної ваги та відцентрових сил інерції від частоти обертання оправки n ($L = const = 0,3$ м та $D = var$).

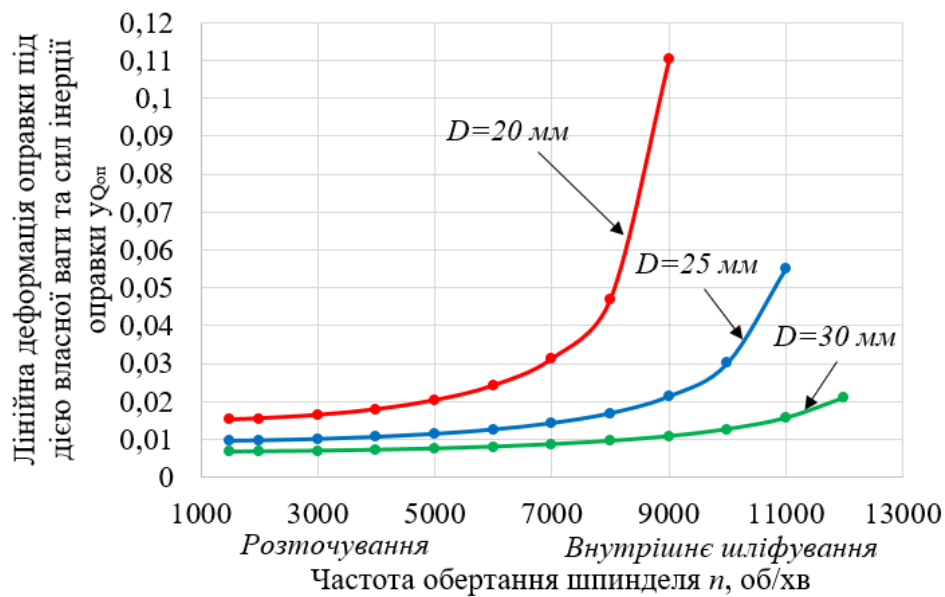


Рис. 2.12. Залежність лінійної деформації оправки $y_{Q_{оп}}$ під дією власної ваги та сил інерції від частоти обертання шпинделя n

Після встановлення впливу всіх сил результати зведено до таблиці 2.1 та представлено у вигляді діаграм (рис. 2.13). Вихідними даними для розрахунків є: довжина інструментальної оправки $L = 300$ м; її діаметр $D = 20$ мм; частоти обертання шпинделя $n = 2000$ об./хв. та $n = 9500$ об./хв.; маса інструмента $m_{інстр.} = 30$ г; радіальна складова сили різання $P_y = 10$ Н.

Обчислені дані свідчать про те, що при частоті $n = 2000$ об./хв. найбільший вплив на точність має радіальна складова сили різання. Вага оправки та сила інерції, яка діє на оправку, призводять до зменшення точності, однак її вплив дещо менший. Вплив сил інерції та ваги інструмента на точність найменші. При збільшенні частоти обертання шпинделя співвідношення лінійних деформацій від різних типів навантаження змінюються за рахунок збільшення частки деформації під впливом сил інерцій.

Таблиця 2.1. Лінійні деформації інструментальної оправки

Сила, що діє на ТОС	Величина максимальної лінійної деформації оправки у під впливом даної сили, мм	
	$n = 2000$ об./хв.	$n = 9500$ об./хв.
Радіальна складова сили різання P_y	$y_{Py} = 0,05457$	$y_{Py} = 0,05457$
Вага та сила інерції інструмента	$y_Q = 0,00199$	$y_Q = 0,01028$
Вага оправки	$y_G = 0,01476$	$y_G = 0,01476$
Вага оправки та сили інерції оправки	$y_{q_{оп}} = 0,01542$	$y_{q_{оп}} = 0,4088$
Сила інерції оправки	$y_{ін} = 0,00066$	$y_{ін} = 0,39404$

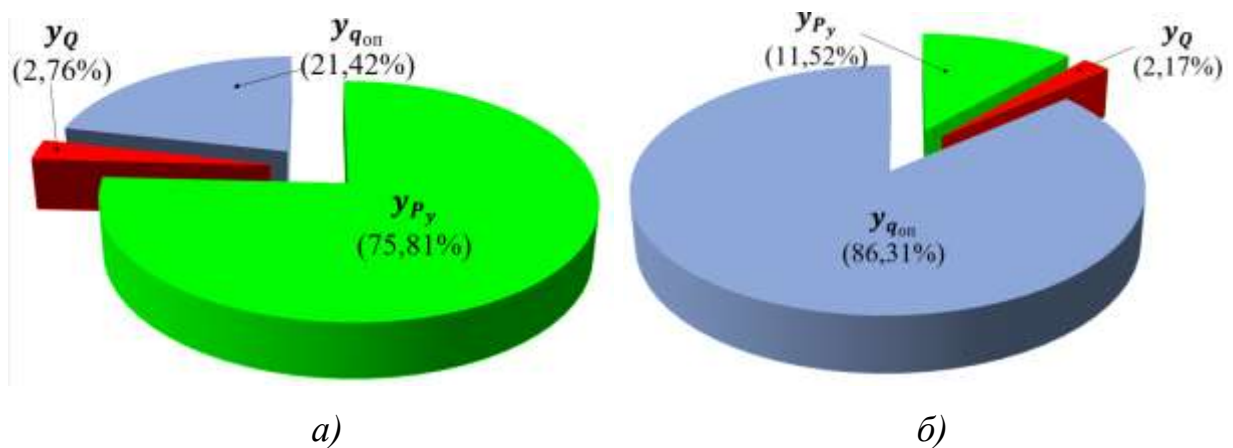


Рис. 2.13. Діаграма розподілу лінійних деформацій оправки, що виникають під дією статичних та динамічних сил ТОС:

а) – при частоті обертання шпинделя $n = 2000$ об./хв.;

б) – при частоті обертання шпинделя $n = 9500$ об./хв.

Також пропонується другий метод визначення лінійної деформації, яка виникає під впливом ваги та сил інерції інструментальної оправки [41]. Принциповою різницею між методами розрахунку є те, що у методі, зазначеному вище, лінійна деформація розраховується за допомогою загального неоднорідного диференційного рівняння 4-го порядку, а в

другому – із застосуванням правила Верещагіна, при якому розподілене навантаження від сил інерції замінюється зосередженою силою інерції.

У другому методі розрахунку для визначення максимальної лінійної деформації у необхідно просумувати деформації від статичного та динамічного навантажень:

$$y = y_B + y_{iH}, \quad (2.29)$$

де y_B – деформація від статичного навантаження – від ваги; y_{iH} – деформація від динамічного навантаження – від сил інерції.

Величина відцентрової сили інерції y_{iH} , яка діє на оправку, змінюється по довжині й представляється як функція від змінної x , де x – відстань від точки консольного кріплення:

$$y_{iH}(x) = \frac{q}{2EI} \left(L^2 \frac{x^2}{2} - L \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{12} \right) \quad (2.30)$$

Сили інерції, що діють на елементарні ділянки оправки довжиною dx :

$$dF_{iH} = dm \cdot a = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot dx \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot y(x) \quad (2.31)$$

Інтенсивність розподіленого навантаження від сил інерції по довжині оправки можна представити функціональною залежністю:

$$q_{iH} = \frac{dF_{iH}}{dx} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{q}{2EI} \left(L^2 \frac{x^2}{2} - L \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{12} \right) \right]}{4} \quad (2.32)$$

Замінімо розподілене навантаження зосередженою силою, що прикладена до центру ваги площі, обмеженою оправкою та кривою q_{iH} з координатою $x = (13/18)L$ (рис. 2.14):

$$F_{iH} = \int_0^L \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{q}{2EI} \left(L^2 \frac{x^2}{2} - L \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{12} \right) \right]}{4} dx = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{q \cdot L^5}{10EI}}{8} \quad (2.33)$$

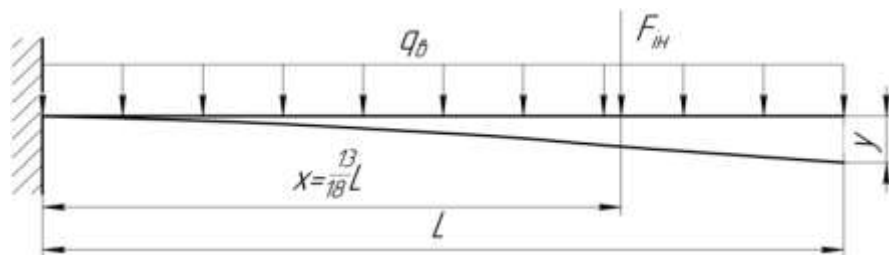


Рис. 2.14. Схема навантаження оправки лінійно-розподіленою q_B та зосередженою F_{iH} силами

Тоді максимальна величина лінійної деформації, яка зумовлена діями відцентрових сил інерції, розраховуватиметься за формулою:

$$y_{iH} = \frac{6929}{34992EI} F_{iH} \cdot L^3 = \frac{886912 \cdot L^8 \cdot \rho^2 \cdot n^2 \cdot g \cdot \pi^2}{314928000 \cdot E^2 \cdot D^4} \quad (2.34)$$

На рис. 2.15 наведено графіки залежності лінійної деформації оправки у довжиною $L = 0,3$ м під дією власної ваги та відцентрових сил інерції від частоти обертання оправки n , отримані за допомогою обох методів розрахунку.

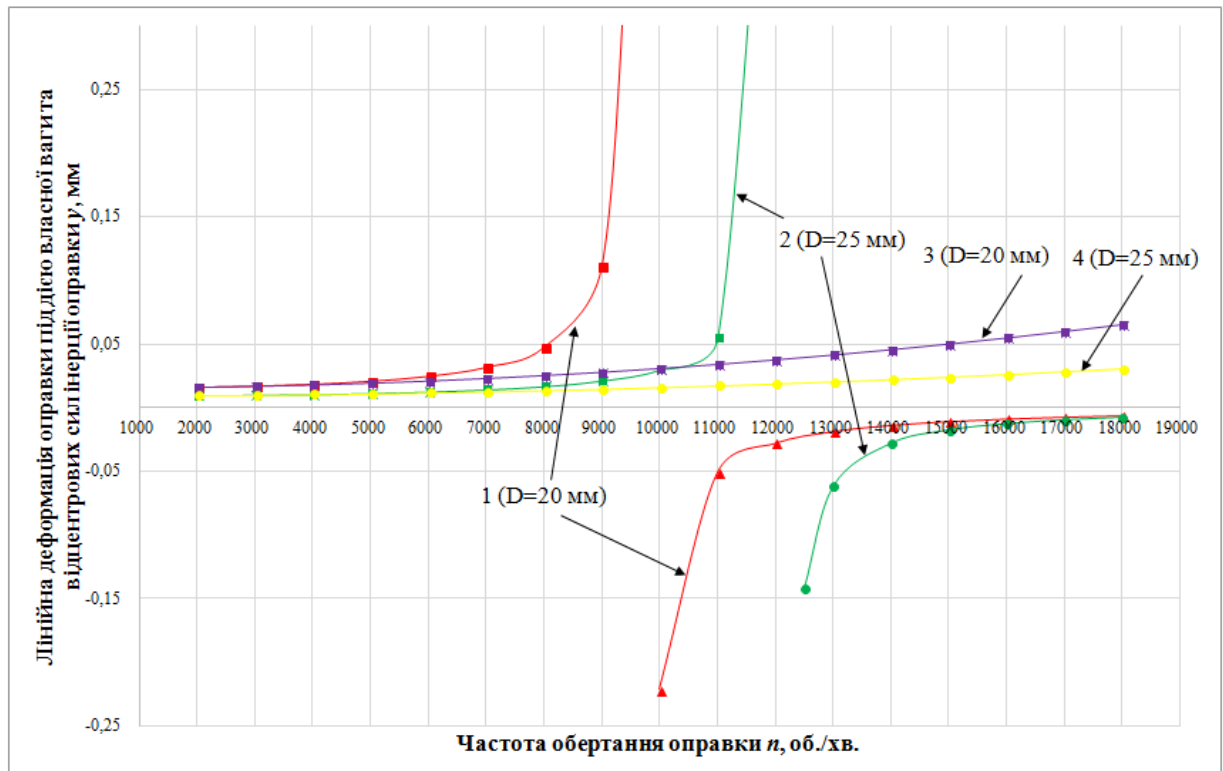


Рис. 2.15. Графіки залежності лінійної деформації оправки у довжиною $L = 0,3$ м під дією власної ваги та відцентрових сил інерції від частоти обертання оправки n (1, 2 – графіки, отримані за допомогою першого методу розрахунку; 3, 4 – графіки, отримані за допомогою другого методу розрахунку)

Очевидно, що при збільшенні частоти обертання оправки величина лінійної деформації також збільшується. Однак, при розрахунку за першим методом, при наближенні частоти обертання до якогось «критичного»

значення (тим меншого, чим більше співвідношення L/D), величина деформації асимптотично прямує до нескінченності; після «критичної» частоти деформація приймає нескінченно від'ємні значення, що є неможливим в реальних умовах. В той же час, при частотах обертання оправки, на 10-15% менших за «критичні», величини лінійних деформацій, отримані за допомогою обох методів розрахунку при одних і тих же геометричних параметрах оправки майже не відрізняються.

2.3 Практична реалізація теоретичних досліджень

2.3.1 Спосіб налагодження горизонтально-розточувального верстата

Традиційне налагодження горизонтально-розточувального верстата полягає в тому [17, 18, 28], що вершину інструмента встановлюють у точці, що відповідає робочому налагоджувальному розміру, при цьому контролюється співвісність розточувальної оправки і оброблюваного отвору.

Однак вище розраховані дані свідчать про те, що при традиційному розмірному налагодженні верстата можна отримати похибку, яка в деяких випадках може перевищити величину допуску на просторове розташування осі.

При розточуванні глибоких отворів консольно закріпленим інструментом необхідно враховувати зміщення налагоджувального діаметру відносно осі розточувальної оправки, яке виникає під дією ваги консольної частини оправки та інструмента. За рахунок компенсації відхилення осі оброблюваного отвору від заданого положення можна забезпечити точність при розточуванні [32].

Для вирішення цієї задачі запропонований «Спосіб налагодження консольного інструмента на горизонтально-розточувальному верстаті» [32].

Згідно способу розточувальну оправку встановлюють відносно оброблюваного отвору так, щоб вісь оправки в точці її закріплення (вісь шпинделя) була вище осі отвору на величину компенсації $y_{\text{комп}}$ (рис. 2.16).

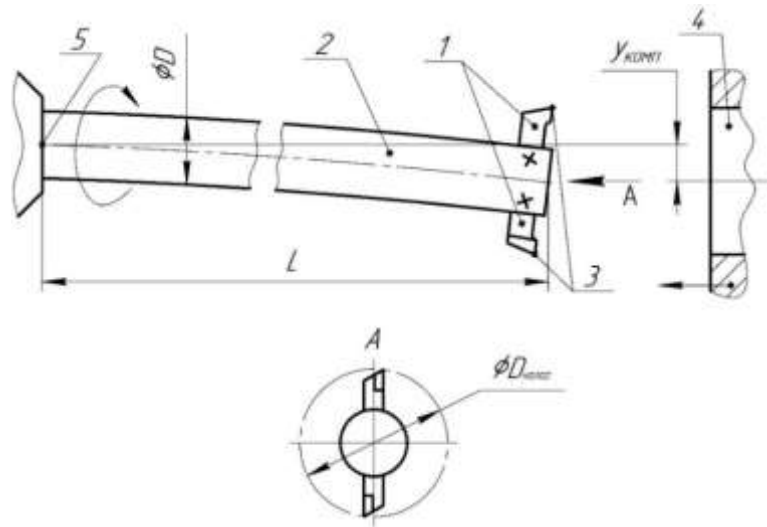


Рис. 2.16. Схема оброблення отвору на горизонтально-розточувальному верстаті: 1 – інструмент; 2 – розточувальна оправка; 3 – вершина інструменту; 4 – оброблюваний отвір; 5 – вісь шпинделя

На лінійне переміщення $y_{\text{комп}}$ вільного кінця консольно закріпленої розточувальної оправки впливає вага консольної частини оправки $G_{\text{опр.}}$ та вага інструмента $G_{\text{інстр.}}$ (рис. 2.17).

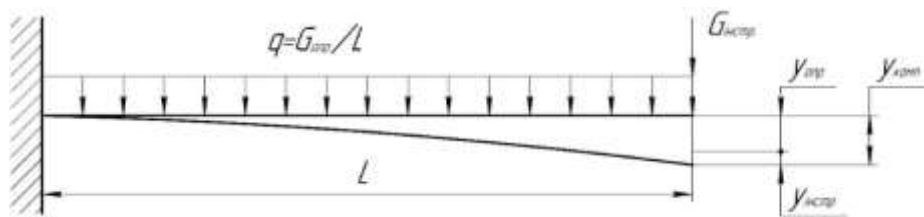


Рис. 2.17. Схема навантаження розточувальної оправки довжиною L розподіленою вагою консольної частини оправки q та зосередженою вагою інструмента $G_{\text{інстр.}}$

Величина компенсації $y_{\text{комп}}$:

$$y_{\text{комп}} = y_{\text{опр.}} + y_{\text{інстр.}} \quad (2.35)$$

де $y_{\text{опр.}}$ – переміщення, що виникає під дією лінійно розподіленої ваги q консольної частини оправки; $y_{\text{інстр.}}$ – переміщення, що виникає під дією зосередженої ваги інструмента $G_{\text{інстр.}}$.

Вже відомо, що

$$y_{\text{опр.}} = \frac{q \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I}; \quad y_{\text{інстр.}} = \frac{G_{\text{інстр.}} \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (2.36)$$

де $q = G_{\text{опр.}} / L$; $G_{\text{опр.}} = m_{\text{опр.}} \cdot g$; $G_{\text{інстр.}} = m_{\text{інстр.}} \cdot g$.

Після підстановки (2.35) в (2.34) та виконання математичних спрощень отримано остаточну формулу (2.36) для визначення лінійного переміщення вільного кінця консольно закріпленої розточувальної оправки. Ця величина лінійного переміщення і є величиною відхилення осі оброблюваного отвору від заданого положення.

$$y_{\text{комп}} = 8,3 \frac{L^3}{D^4 E} (3m_{\text{опр.}} + 8m_{\text{інстр.}}), \quad (2.37)$$

де $m_{\text{опр.}}$ – маса консольної частини оправки, кг; $m_{\text{інстр.}}$ – маса інструмента, кг.

У даному способі налагодження лінійна деформація оправки під дією радіальної складової різання P_y компенсується тим, що оброблення відбувається двома різальними інструментами одночасно.

При геометричних параметрах оправки $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$, $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ та масі інструмента $m_{\text{інстр.}} = 0,02 \text{ кг}$ розточувальну оправку встановлюють відносно оброблюваного отвору так, щоб вісь оправки в точці її закріплення була вище осі отвору на величину $y_{\text{комп}} = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,016 \text{ мм}$.

2.3.2 Верстат для шліфування глибоких отворів

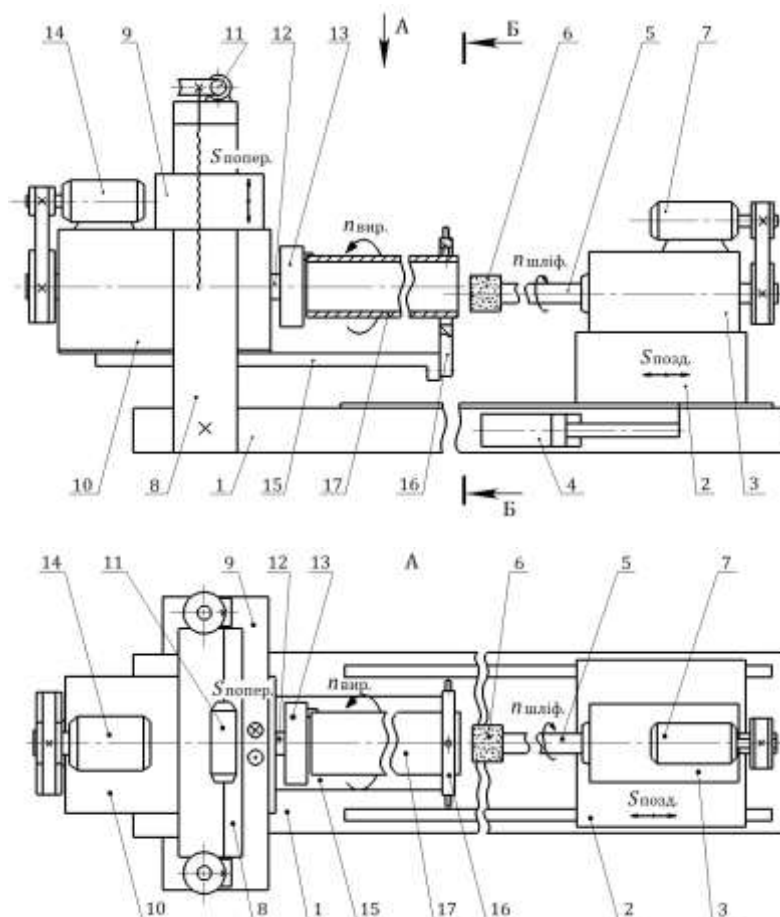
Шліфування глибоких отворів відбувається на внутрішньо-шліфувальних верстатах з великим вильотом шпинделя. Остання обставина значно знижує жорсткість ТОС.

Відомі внутрішньо-шліфувальні верстати складаються зі станини з розміщеними на ній мостом для бабки виробу та столу зі шліфувальною бабкою. Бабка виробу оснащена урухомниками обертання шпинделя виробу та горизонтальної поперечної подачі, шліфувальна бабка – урухомниками обертання шліфувального шпинделя та горизонтальної поздовжньої подачі [29-31].

У конструкціях таких верстатів осі шпинделя виробу та шліфувального шпинделя розташовані в горизонтальній площині, що не дозволяє взаємно компенсувати сили, які діють на інструмент.

Запропонований «Верстат для шліфування глибоких отворів» [33]. Конструкція верстата дозволяє спростити його налагодження за рахунок взаємної компенсації дій радіальної складової сили різання та ваги шліфувального шпинделя, що досягається розташуванням осей шпинделя виробу та шліфувального шпинделя у вертикальній площині [33].

У порівнянні з відомими конструкціями верстатів новим є те, що бабка виробу встановлена на траверсі, яка пов'язана зі станиною через портал, та оснащена урухомником вертикальної поперечної подачі, при цьому осі шпинделя виробу і шліфувального шпинделя розташовані у вертикальній площині [33]. Також новим є те, що бабка виробу містить рухомий кронштейн з люнетом для регулювання відстані між бабкою виробу та люнетом (рис. 2.18).



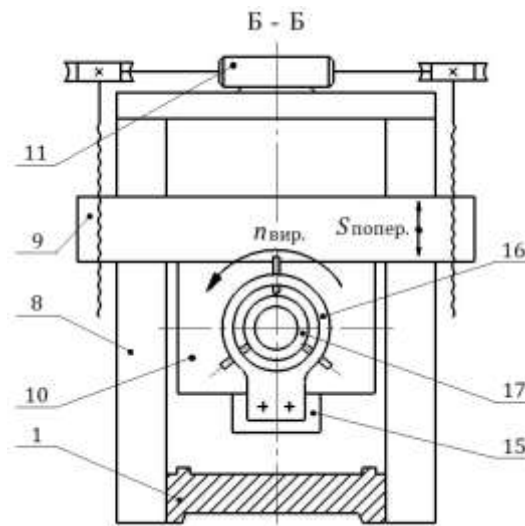


Рис. 2.18. Верстат для шліфування глибоких отворів

Верстат складається зі станини 1, на напрямних якої розміщений стіл 2 зі шліфувальною бабкою 3, які зв'язані з урухомником 4 горизонтальної поздовжньої подачі. Шліфувальна бабка 3 оснащена шліфувальним шпинделем 5 зі шліфувальним кругом 6, які зв'язані з урухомником 7 обертання шліфувального шпинделя 5. На станині 1 закріплений портал 8 з траверсою 9, на якій встановлена бабка 10 виробу. Траверса 9 та бабка 10 виробу зв'язані з урухомником 11 вертикальної поперечної подачі. Бабка 10 виробу оснащена шпинделем 12 виробу із затискним пристроєм 13, які зв'язані з урухомником 14 обертання шпинделя 12 виробу. При цьому осі шпинделя 12 виробу і шліфувального шпинделя 5 розташовані у вертикальній площині. Бабка 10 виробу оснащена рухомим кронштейном 15 з люнетом 16 [33].

Верстат працює наступним чином.

Оброблюваний виріб 17 встановлюється в затискний пристрій 13 та центрується за допомогою люнета 16. Відстань між люнетом 16 та бабкою 10 виробу регулюється переміщенням кронштейна 15 вздовж осі шпинделя 12 виробу в залежності від довжини оброблюваного виробу 17. При налагодженні вісь шпинделя 12 виробу позиціонується в вертикальному напрямку з використанням урухомника 11 таким чином, щоб положення

твірної отвору виробу 17 співпадало з положенням твірної шліфувального круга 6 з врахуванням статичних та динамічних пружних лінійних деформацій шліфувального шпинделя 5 [20]. Шліфувальному шпинделю 5 зі шліфувальним кругом 6 передається обертальний рух $n_{\text{шліф.}}$ від урухомника 7, а шпинделю 12 виробу 17 – обертальний рух $n_{\text{вир.}}$ від урухомника 14. Столу 2 та шліфувальній бабці 3 передається маятникова горизонтальна поздовжня подача $S_{\text{позд.}}$ від урухомника 4, а траверсі 9 та бабці 10 виробу 17 – періодична вертикальна поперечна подача $S_{\text{попер.}}$ від урухомника 11. Після досягнення заданого розміру отвору вертикальна поперечна подача $S_{\text{попер.}}$ припиняється, шліфувальний круг 6 виводиться за межі виробу 17, горизонтальна поздовжня подача $S_{\text{позд.}}$ припиняється, обертальні рухи $n_{\text{шліф.}}$ та $n_{\text{вир.}}$ припиняються, виріб 17 звільняється від люнета 16 та затискного пристрою 13. При шліфуванні отвору в наступному виробі цикл оброблення повторюється [33].

Точність отворів при шліфуванні значною мірою залежить від точності позиціонування шліфувального круга відносно оброблюваного отвору, яка досягається статичним налагодженням верстата з врахуванням динамічних похибок оброблення, які виникають під дією радіальної складової сили різання і ваги шліфувального шпинделя. У запропонованій конструкції внутрішньо-шліфувального верстата такі похибки взаємокомпенсуються через те, що вектори сил направлені перпендикулярно один до одного [33].

На рис. 2.19 зображена схема сил, які діють на шліфувальний шпиндель (P_y – радіальна складова сили різання; G – вага шліфувального шпинделя). На рис. 2.20 показано лінійні деформації шліфувального шпинделя (y_{P_y} – лінійна деформація, що виникає під дією радіальної складової сили різання P_y ; y_G – лінійна деформація, що виникає під дією ваги шліфувального шпинделя G ; $y_{\text{комп}}$ – сумарна лінійна деформація).

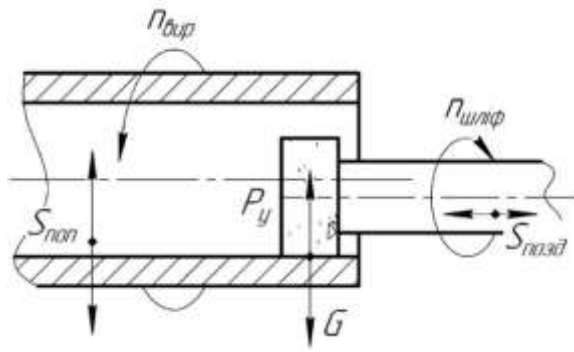


Рис. 2.19. Схема сил, які діють на шліфувальний шпиндель

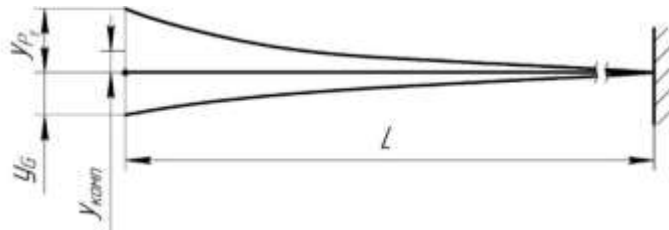


Рис. 2.20. Лінійні деформації шліфувального шпинделя

Оскільки осі шпинделя виробу та шліфувального шпинделя знаходяться у вертикальній площині, то вектори радіальної складової сили різання P_y і ваги шліфувального шпинделя G різнонаправлені та знаходяться на вертикальній осі верстата. При цьому радіальна складова сили різання P_y і вага шліфувального шпинделя G частково компенсують одна одну.

Налагодження верстата полягає у встановленні твірної отвору виробу в положення, що співпадає з положенням твірної шліфувального круга з врахуванням сумарної лінійної деформації $y_{\text{комп}}$ шліфувального шпинделя:

$$y_{\text{комп}} = y_{P_y} - y_G; \quad (2.38)$$

де y_{P_y} – лінійна деформація шліфувального шпинделя, що виникає під дією зосередженої радіальної складової сили різання P_y ; y_G – лінійна деформація шліфувального шпинделя, що виникає під дією ваги шліфувального шпинделя G ; $y_G = y_{q_{\text{с.ш.}}} + y_{G_{\text{ш.к.}}}$; $y_{q_{\text{с.ш.}}}$ – лінійна деформація шліфувального шпинделя, що виникає під дією розподіленої ваги стрижня шліфувального шпинделя $y_{\text{с.ш.}}$; $y_{G_{\text{ш.к.}}}$ – лінійна деформація шліфувального шпинделя, що виникає під дією зосередженої ваги шліфувального круга $G_{\text{ш.к.}}$.

Відомо, що

$$y_{P_y} = \frac{P_y \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}; y_{q_{с.ш.}} = \frac{q_{с.ш.} \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I}; y_{G_{ш.к.}} = \frac{G_{ш.к.} \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}; \quad (2.398)$$

де $q_{с.ш.} = G_{с.ш.} / L$; $G_{с.ш.}$ – вага стрижня шліфувального шпинделя; L – довжина стрижня шліфувального шпинделя; E – модуль пружності матеріалу шліфувального шпинделя; I – момент інерції перерізу стрижня шліфувального шпинделя; для шліфувального шпинделя круглого перерізу $I = \pi \cdot D^4 / 64$; D – діаметр стрижня шліфувального шпинделя.

Після підстановки (2.38) в (2.37) та виконання математичних спрощень отримано остаточну формулу для визначення сумарної лінійної деформації шліфувального шпинделя (величини компенсації):

$$y_{\text{комп}} = 0,85 \frac{L^3}{D^4 E} (8P_y - 3G_{с.ш.} - 8G_{ш.к.}) \quad (2.40)$$

При геометричних параметрах оправки $L = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$, $D = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$, силі різання $P_y = 10 \text{ Н}$, $G_{с.ш.} = 7,2 \text{ Н}$, $G_{ш.к.} = 1 \text{ Н}$ сумарна лінійна деформація шліфувального шпинделя складає $y_{\text{комп}} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,03 \text{ мм}$.

2.4 Програмне забезпечення для автоматизації розрахунків

Для автоматизації розрахунків при налагодженні горизонтально-розточувальних верстатів, яке полягає в компенсації лінійних деформацій консольних оправок, розроблено програмне забезпечення. Інтерфейс головного вікна програми представлено на рис. 2.21.

Для програми вхідними даними є характеристики інструментального матеріалу (модуль пружності та густина), геометричні параметри оправки та маса інструмента.

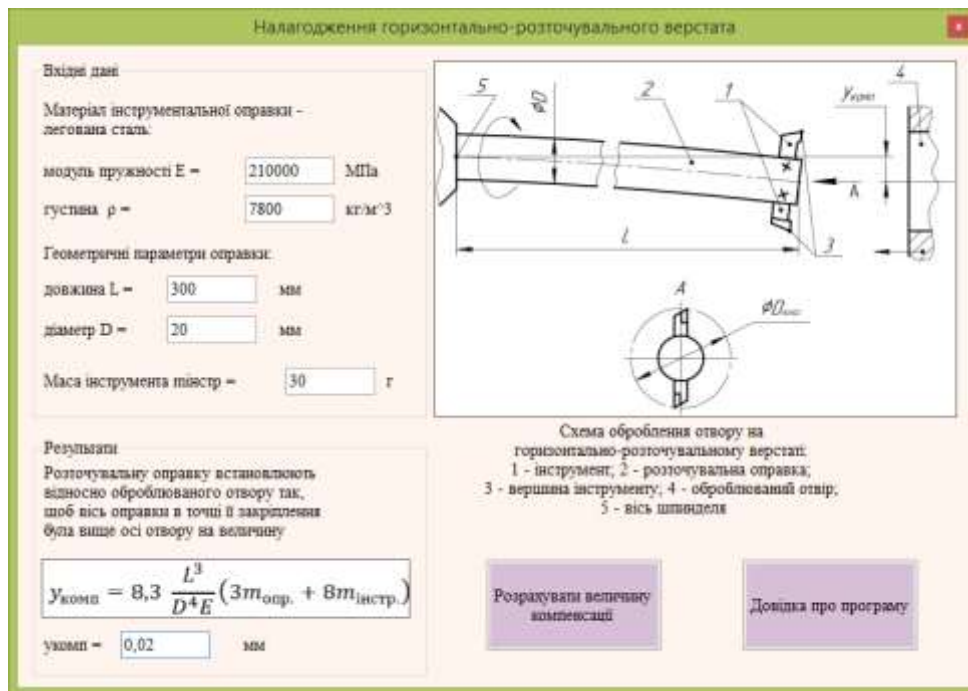


Рис. 2.21. Інтерфейс вікна програми

За допомогою програми можна розрахувати величину компенсації $U_{\text{комп}}$ — величину, на яку вісь шпинделя має бути вищою осі отвору.

2.5 Висновки

1. Отримані залежності для визначення лінійної деформації консольних оправок під дією радіальної складової сили різання, ваги та інерції інструмента, ваги оправки та сил інерції, що діють на оправку.

2. Встановлений вплив сил, що діють на інструментальну оправку при статичному і динамічному навантаженні та призводять до зменшення точності при розточуванні і шліфуванні глибоких отворів. При частоті обертання шпинделя $n = 2000$ об./хв. найбільша частка лінійної деформації (понад 75% від загальної) зумовлена впливом радіальної складової сили різання. Вага та відцентрові сили інерції оправки мають менший вплив (лінійна деформація становить близько 21% сумарної). Менше 3% загальної лінійної деформації викликають вага та сили інерції інструмента. При збільшенні частоти обертання інструментальної оправки до $n = 9500$ об./хв. (частоти обертання, яка характерна для внутрішнього шліфування) співвідношення лінійних деформацій від різних типів навантажень змінюється за рахунок збільшення частки деформації під впливом сил інерції.

3. Запропоновано спосіб налагодження консольного інструмента на горизонтально-розточувальному верстаті, який дозволяє компенсувати відхилення осі оброблюваного отвору від заданого положення, що виникає під дією ваги розточувальної оправки та інструмента.

4. Запропоновано конструкцію верстата для шліфування глибоких отворів, яка дозволяє спростити налагодження верстата за рахунок компенсації дій радіальної складової сили різання та ваги шліфувальної оправки.

3. УМОВИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ДОВГОМІРНИХ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ОПРАВОК

3.1. Визначення критичної сили стиснутої оправки

Для розточування глибоких отворів використовується довгомірна інструментальна оправка циліндричної форми. Відомо, що під час оброблення заготовки інструментальна оправка піддається впливам, які можуть вивести її зі стану рівноваги. До таких впливів належать складові сили різання.

Як відомо, чорнове розточування полягає переважно у зніманні матеріалу заготовки та підготовки отвору до чистового оброблення. Чорнове оброблення призначене для збільшення діаметру вже готових отворів, виконаних різноманітними способами (попереднє свердління, утворення отворів при відливці тощо). Глибоке розточування здійснюється на спеціальних верстатах спеціальним інструментом і по різних технологічних схемах.

Система сил, що діють при розточуванні, може бути зведена до однієї рівнодійної сили P – сили різання. Точка прикладання цієї сили знаходиться на робочій частині головної різальної кромки [21-25].

Для інженерних розрахунків потрібна не сама рівнодійна сила, а її складові, які діють в різних напрямках. У загальному рівнодійна сила розкладається на наступні складові сили різання: сила P_z – головна (тангенціальна) складова сили різання P , діє в площині різання в напрямку головного руху; сила P_y – радіальна складова сили різання P , прикладена перпендикулярно до осі заготовки; сила P_x – осьова складова сили різання P , яка діє вздовж осі заготовки паралельно напрямленій подачі.

На рис. 3.1 показано схему чорнового розточування, а також представлено складові сили різання, які виникають під час оброблення.

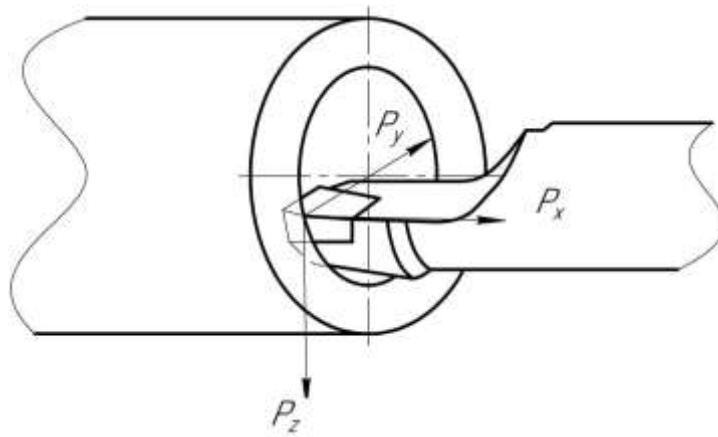


Рис. 3.1. Схема чорнового розточування: P_z — головна (тангенціальна) складова сили різання; P_y — радіальна складова сили різання; P_x — осьова складова сили різання

Сили різання при чорновому обробленні значно більші, ніж при чистовому, що можна пояснити, наприклад, більшими величинами припуску на оброблення та більшими подачами.

Чим глибший оброблюваний отвір, тим більша довжина інструментальної оправки повинна бути. Таким чином, довгомірна інструментальна оправка за певних умов може вважатися довгим стрижнем, на який діє зовнішня поздовжня сила. У випадку навантаження довгого стрижня зовнішньою поздовжньою силою, до нього висуваються вимоги щодо стійкості. Стійкість оправки — її здатність чинити опір зовнішнім навантаженням та зберігати при цьому початкову форму рівноваги.

Після аналізу сил різання, показаних на рис. 3.1, можна зробити висновок, що на поздовжню стійкість інструментальної оправки впливає величина осової складової сили різання.

Саме тому доцільно розглянути питання про умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок.

Форма рівноваги у деформованому стані вважається стійкою, якщо система при найменшому відхиленні від початкового стану рівноваги повертається до нього після зняття зовнішнього навантаження. В інакшому випадку форма рівноваги вважається нестійкою.

Перехід системи зі стійкого стану в нестійкий називають втратою стійкості, а межу цього переходу – критичним станом системи [34].

Якщо стискаюче навантаження сприймає короткий брус великої жорсткості (рис. 3.2, а), то на міцність та жорсткість його розраховують за формулами для осевого стиснення. У випадку сприйняття стискаючого навантаження довгим тонким стрижнем (рис. 3.2, б), останній може викривитися (рис. 3.2, в) [34].

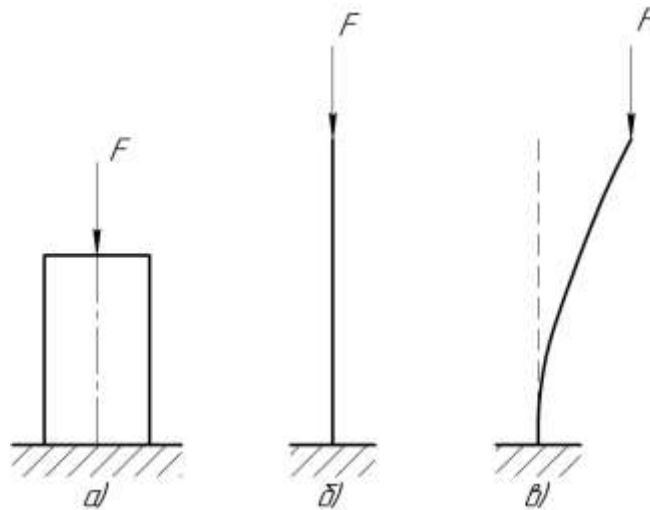


Рис. 3.2. Стискаюче навантаження, що діє вздовж осі стрижня

Довгомірні інструментальні оправки при глибокому розточуванні характеризуються тим, що розміри поперечного перерізу малі у порівнянні з довжиною оправки. Тому для надійної роботи довгого та тонкого стрижня, яким і є довгомірна розточувальна інструментальна оправка, необхідно забезпечити стійкість такого стрижня.

Під стійкістю розуміється здатність конструкції зберігати свою визначену форму положення рівноваги під дією зовнішніх сил. При розв'язанні задач про втрату стійкості прямолінійної форми рівноваги розглядається ідеальний стрижень. Ідеальний стрижень являє собою уявний стиснутий стрижень, який відповідає таким умовам [34, 35]:

- поздовжня вісь стрижня прямолінійна;
- матеріал стрижня ідеально однорідний;
- стискаючі сили прикладені в центрі перерізу стрижня.

Розглядаються три однакові ідеальні стрижні (рис. 3.3), навантажені силами: а) перший стрижень навантажений силою $F < F_k$; б) другий – $F = F_k$; в) третій – $F \geq F_k$, де F_k – критична сила. До прикладання зовнішньої сили всі три стрижні знаходилися в рівновазі, маючи прямолінійну форму осі.

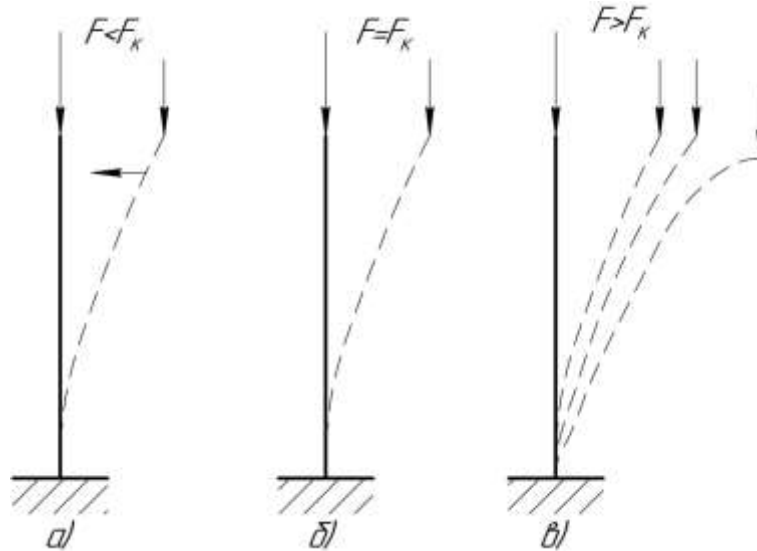


Рис. 3.3. Стрижні, навантажені поздовжньою силою F

Після прикладання зовнішньої поздовжньої сили F , осі стрижнів починають викривлятися. Якщо припинити дію стискаючої сили F , то перший стрижень (а) зможе самостійно виправитися, другий стрижень (б) залишатиметься в такому ж положенні, яку надала йому зовнішня сила, у третьому випадку (в) стрижень буде продовжувати самостійно згинатися до певної криволінійної форми рівноваги або до руйнування. У першому випадку вважається, що прямолінійна форма рівноваги стрижня стійка, у другому – форма рівноваги стрижня байдужа, а в третьому – нестійка прямолінійна форма рівноваги стрижня [34-36].

Таким чином, критичною силою буде вважатися та найбільша поздовжня стискаюча сила, при якій ще буде спостерігатися стійка прямолінійна форма рівноваги стрижня, інакшими словами, критична сила – це навантаження, перевищення якого викликатиме втрату стійкості первісної форми тіла. Втратою стійкості називається явище, коли новим рівноважним станом стрижня стає деяка нова криволінійна форма.

Необхідно визначити величину критичної сили F_k .

Для розрахункової схеми візьмемо стрижень, поздовжня вісь якого на початку дослідження прямолінійна, матеріал однорідний, а зовнішня сила прикладена до центру стрижня. Нехай цей стрижень знаходиться в стані рівноваги (рис. 3.4) під дією сили F та сили реакції R . Необхідно визначити найменшу силу F , яка здатна втримати стрижень у злегка зігнутому стані, тобто визначити критичну силу F_k .

Стрижень буде стискатися силою F , будуть розглядатися малі переміщення перерізів стрижня. Задаючи прогин осі стрижня у визначеному перерізі, знайдемо величину осьової стискаючої сили, при якій такий прогин можливий.

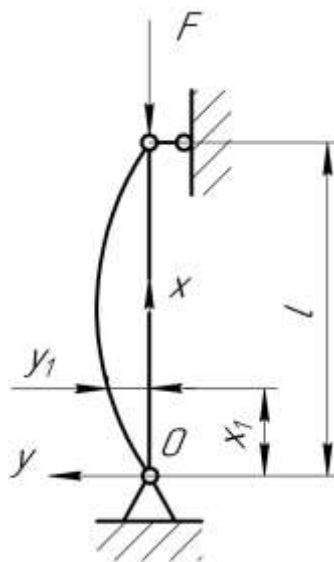


Рис. 3.4. Розрахункова схема для визначення критичної сили

Початок координат розміщений у точці O , вісь x направлена вздовж осі стрижня, вісь y – вліво від початку координат. Визначимо прогин стрижня в довільному перерізі x_1 .

Скористаємося наближеним диференціальним рівнянням зігнутої осі стрижня:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(z)}{EI}, \quad (3.1)$$

де $M(z)$ – згинальний момент в довільному перерізі стрижня; EI – жорсткість стрижня; I – момент інерції перерізу стрижня; E – модуль пружності.

Визначимо згинальний момент в довільному перерізі стрижня:

$$M(z) = -Fy \quad (3.2)$$

Рівняння (3.1) перезаписуємо у вигляді:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{-Fy}{EI} \quad (3.3)$$

Вводимо позначення

$$k^2 = \frac{F}{EI} \quad (3.4)$$

Таким чином, рівняння пружної лінії стрижня при поздовжньому згині силою F набуває вигляду:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + k^2y = 0 \quad (3.5)$$

Отримали звичайне лінійне однорідне диференціальне рівняння другого порядку, загальний розв'язок якого можна представити у вигляді гармонічної функції

$$y = A \sin kx + B \cos kx \quad (3.6)$$

Постійні інтегрування A та B знаходяться з граничних умови (умов закріплення стрижня).

При $x = 0, y(0) = 0, B = 0$ диференціальне рівняння набуває вигляду:

$$y = A \sin kx \quad (3.7)$$

Стрижень згинається по синусоїді.

При $x = l, y(l) = 0, A \sin kl = 0$, що має два можливі розв'язки 1) $A = 0$ і 2) $\sin kl = 0$.

У випадку $A = 0$ і $B = 0$ вираз (3.6) обертається в тотожність. І тоді в будь-якому перерізі $y(x) = 0$, а це, у свою чергу, суперечитиме припущенню про те, що стрижень зігнувся. Таким чином, приймаємо, що $A \neq 0, \sin kl = 0$.

Звідси випливає $kl = n\pi$ ($n = 0, 1, 2, \dots$) або

$$k = \frac{n\pi}{l}, n = 0, 1, 2, \dots \quad (3.8)$$

Враховуючи $k^2 = F/(EI)$, отримуємо

$$F = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot E \cdot I}{l^2} \quad (3.9)$$

Для збереження криволінійної форми стрижня стискувальна сила F повинна мати певне мінімальне значення. Щоб отримати найменше значення (3.9), необхідно взяти найменше число n . При $n = 0$, стискувальна сила $F = 0$, що суперечить умові задачі, тому приймаємо $n = 1$.

Оскільки стиснутий стрижень втрачає стійкість у площині найменшої жорсткості, то у рівнянні (3.9) треба враховувати мінімальний момент інерції.

Таким чином, отримуємо формулу для визначення критичної сили для стрижня з шарнірно закріпленими кінцями.

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l^2} \quad (3.10)$$

При глибокому розточуванні довгомірні інструментальні оправки жорстко закріплені на одному кінці, тому необхідно розглянути такий випадок закріплення стрижня.

З розв'язку (3.6) при $B = 0$ видно, що в розглянутому випадку закріплення (рис. 3.4) вісь стрижня має форму півхвилі деформованої синусоїди ($A \neq 1$). Проаналізувавши розв'язки подібних задач з іншими варіантами кріплення, розуміємо, що вираз (3.10) можна узагальнити, увівши поняття приведеної довжини $l_{пр} = \mu \cdot l$, де μ – коефіцієнт приведеної довжини, який показує у скільки разів треба змінити довжину стрижня, щоб зігнута вісь отримала форму півхвилі синусоїди.

На рис. 3.5 зображено стрижень з одним вільним та іншим жорстко закріпленим кінцями.



Рис. 3.5. Стрижень з одним вільним та іншим жорстко закріпленим кінцями

Пружна лінія такого стрижня шляхом дзеркального відображення відносно закріплення зводиться до форми пружної лінії шарнірно закріпленого стрижня. Отже, довжину такого стрижня потрібно збільшити вдвічі, тобто $l_{\text{пр}} = 2l$ ($\mu = 2$). Такий стрижень буде втрачати стійкість при дії критичної сили, яка в чотири менша від F_k з рівняння (3.10).

Отже, отримуємо узагальнену формулу для визначення критичної сили при вирішенні задач на стійкість стиснутого стрижня [34-36]:

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2} \quad (3.11)$$

де $\mu \cdot l = l_{\text{пр}}$ — приведена довжина стрижня; l — фактична довжина стрижня; μ — коефіцієнт приведеної довжини (для консольного стрижня становить $\mu = 2$); E — модуль пружності першого роду; I_{\min} — найменший з осьових моментів інерції перерізу.

З формули (3.11) отримаємо значення критичної поздовжньої сили для довгомірної розточувальної інструментальної оправки. При цьому вважаємо, що оправка в поперечному перерізі круга, тобто $I_{\min} = \pi D^4 / 64$.

$$P_{\text{хк}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi D^4}{(2 \cdot L)^2 \cdot 64} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot D^4}{256 \cdot L^2} \quad (3.12)$$

Отже, осьова складова сили різання при глибокому розточуванні не повинна перевищувати значення, розрахованого за формулою (3.12).

Розглядається суцільна оправка, що має циліндричну форму та виготовлена з легованої сталі (модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

На рис. 3.6 представлений графік залежності величини критичної сили $P_{\text{хк}}$ від діаметру інструментальної оправки при сталій довжині оправки L .

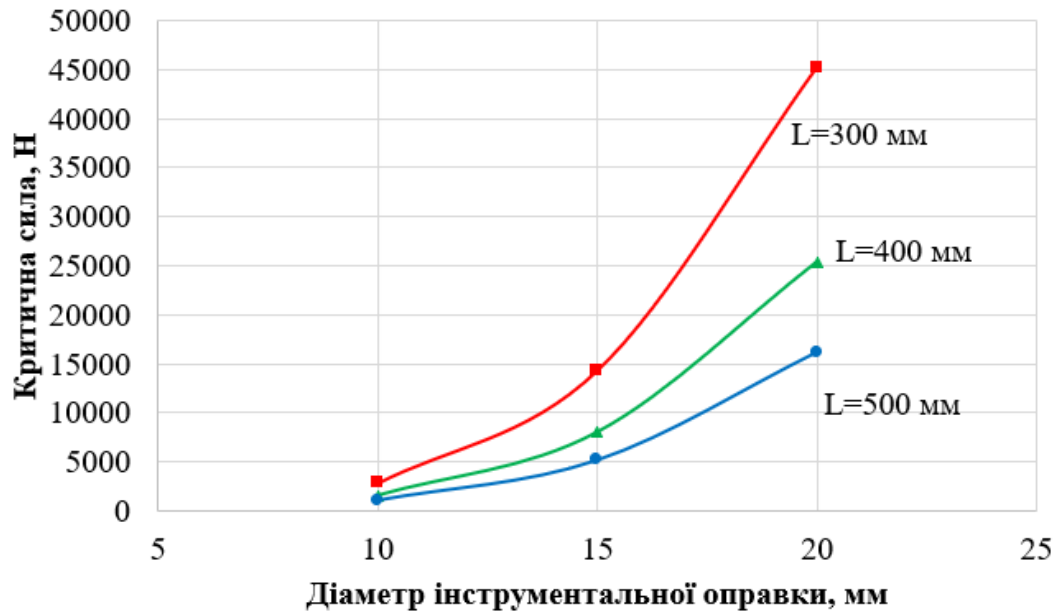


Рис. 3.6. Графік залежності величини критичної сили $P_{\text{хк}}$ від діаметру інструментальної оправки при сталій довжині оправки L

3.2. Визначення критичної сили стиснутої оправки, яка обертається

3.2.1. Постановка задачі

Розглянемо шарнірно опертий стрижень, стиснутий постійною силою P_x , який обертається з кутовою швидкістю ω (рис. 3.7). Вважаємо, що вісь ненавантаженого стрижня, який перебуває в стані спокою, вздовж якої напрямлена вісь x , є ідеальною прямою [36-37].

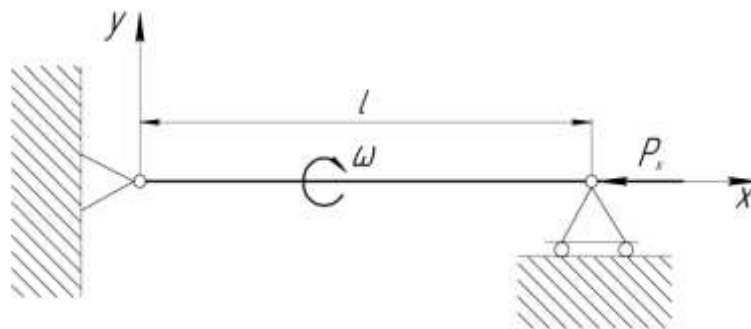


Рис. 3.7. Стиснутий шарнірно опертий стрижень, що обертається

У навантаженому стані на стрижень з викривленою віссю, окрім сили P_x , лінія дії якої проходить через центри шарнірів, діє також розподілене відцентрове навантаження $q(x) = m(x)\omega^2 y(x)$, де $m(x)$ – маса одиниці довжини стрижня, $y(x)$ – деформація (прогин) навантаженого стрижня. Необхідно визначити умови, за яких навантажений вказаним способом пружний стрижень втрачає стійкість.

Для рівноваги частини викривленого стрижня (рис. 3.8) необхідно, щоб сума моментів всіх сил, що діють на цю частину стрижня, відносно довільної точки дорівнювала нулю:

$$M + M_{P_x} + M_q = 0, \quad (3.13)$$

де M – внутрішній згинаючий момент; M_{P_x} , M_q – моменти сили P_x та розподіленого навантаження q відповідно. Ці моменти пов'язані з поперечним згином залежностями.

$$M = EI\rho(x) \frac{d^2 y}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{-1.5}, \quad (3.14)$$

$$M_{P_x} = P_x y \quad (3.15)$$

$$M_q = \frac{x}{l} \int_0^l \left[\int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 \right] dx_1 - \int_0^x \left[\int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 \right] dx_1, \quad (3.16)$$

де l – довжина стрижня; E – модуль пружності; I – момент інерції перерізу; $\rho(x)$ – функція, яка характеризує зміну жорсткості по довжині стрижня; x_1, x_2 – змінні інтегрування. Рівняння прогину стрижня (3.13) з врахуванням виразів для моментів набуває вигляду:

$$EI\rho(x) \frac{d^2 y}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{-1.5} + P_x y + \frac{x}{l} \int_0^l \left[\int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 \right] dx_1 - \int_0^x \left[\int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 \right] dx_1 = 0 \quad (3.17)$$

При суворій нелінійній постановці граничні умови задачі ставляться з врахуванням зміщення правого кінця стрижня $\Delta = \int_0^l \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx$, обумовленого його вигином (деформація стиснення стрижня нехтується):

$$y(0) = y(l - \Delta) = 0 \quad (3.18)$$

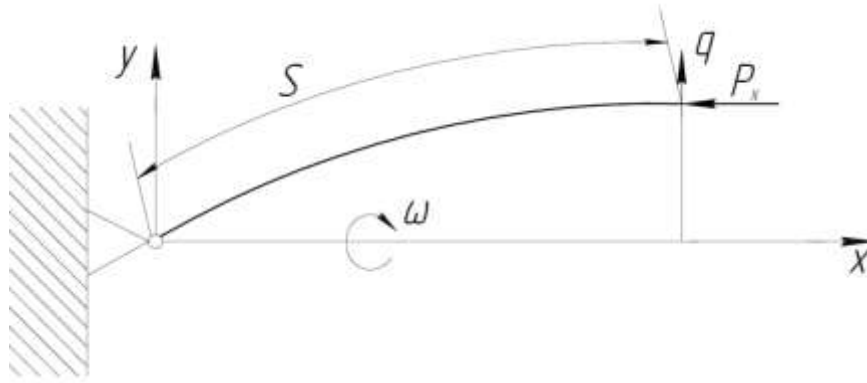


Рис. 3.8. Викривлений стиснутий шарнірно опертий стрижень, що обертається: s – координата, яка співпадає з викривленою віссю стрижня

Умови на правому кінці стрижня залежать від рішення задачі, і, отже, рівняння (3.17) і (3.18) повинні розглядатися як система залежних рівнянь, рішення якої може бути отримане лише численними методами. Для використання аналітичних методів рішення доцільно перейти від системи координат (x, y) до системи (s, y) , де s – координата, яка співпадає з викривленою віссю стрижня (рис. 3.8). Зв'язок координат x і s можна виразити відомим співвідношенням диференціальних операторів

$$\frac{d}{dx} = \left[1 - \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 \right]^{-0.5} \frac{d}{ds} \quad (3.19)$$

Перед тим, як перейти до нової системи координат, замінимо інтегрально-диференціальне рівняння (3.17) на еквівалентне диференціальне. Після двократного диференціювання рівняння (3.17) по x отримаємо:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EI \rho(x) \frac{d^2 y}{dx^2} \left(1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right)^{-1.5} \right] + P_x \frac{d^2 y}{dx^2} - m(x) \omega^2 y = 0 \quad (3.20)$$

За допомогою диференційного оператора (3.19) визначаємо похідні

$$\frac{dy}{dx} = \left[1 - \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 \right]^{-0.5} \frac{dy}{ds} \quad (3.21)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \left[1 - \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 \right]^{-2} \frac{d^2 y}{ds^2} \quad (3.22)$$

і момент

$$M = EI \rho(x) \frac{d^2 y}{ds^2} \left[1 - \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 \right]^{-0.5}, \quad (3.23)$$

які представимо у вигляді степеневих рядів:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{ds} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + \frac{3}{8} \left(\frac{dy}{ds} \right)^4 + O \left(\left| \frac{dy}{ds} \right|^6 \right) \right] \quad (3.24)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{d^2 y}{ds^2} \left[1 + 2 \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + 3 \left(\frac{dy}{ds} \right)^4 + O \left(\left| \frac{dy}{ds} \right|^6 \right) \right] \quad (3.25)$$

$$M = EI \rho(s) \frac{d^2 y}{ds^2} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + \frac{3}{8} \left(\frac{dy}{ds} \right)^4 + O \left(\left| \frac{dy}{ds} \right|^6 \right) \right] \quad (3.26)$$

Двократне застосування диференційного оператора (3.19) до останнього рівняння призводить до співвідношення

$$\begin{aligned} \frac{d^2 M}{dx^2} = EI & \left[\rho(s) \frac{d^4 y}{ds^4} + 2 \frac{d\rho(s)}{ds} \frac{d^3 y}{ds^3} + \frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} \frac{d^2 y}{ds^2} + \right. \\ & + \rho(s) \left(\frac{3}{2} \frac{d^4 y}{ds^4} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + 4 \frac{dy}{ds} \frac{d^2 y}{ds^2} \frac{d^3 y}{ds^3} + \left(\frac{d^2 y}{ds^2} \right)^3 \right) + \\ & \left. + 3 \frac{d\rho(s)}{ds} \left(\frac{d^3 y}{ds^3} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + \frac{dy}{ds} \left(\frac{d^2 y}{ds^2} \right)^2 \right) + \frac{3}{2} \frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} \frac{d^2 y}{ds^2} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + O(|y|^5) \right] \end{aligned} \quad (3.27)$$

Отримані співвідношення дозволяють записати рівняння (3.20) у вигляді суми, яка складається з лінійного оператора

$$Ly = \rho(s) \frac{d^4 y}{ds^4} + 2 \frac{d\rho(s)}{ds} \frac{d^3 y}{ds^3} + \left(\frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} + k^2 \right) \frac{d^2 y}{ds^2} - m(s) \omega_1^2 y \quad (3.28)$$

нелінійного оператора

$$\begin{aligned} Ny = \rho(s) & \left(\frac{3}{2} \frac{d^4 y}{ds^4} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + 4 \frac{dy}{ds} \frac{d^2 y}{ds^2} \frac{d^3 y}{ds^3} + \left(\frac{d^2 y}{ds^2} \right)^3 \right) + \\ & + 3 \frac{d\rho(s)}{ds} \left(\frac{d^3 y}{ds^3} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 + \frac{dy}{ds} \left(\frac{d^2 y}{ds^2} \right)^2 \right) + \left(\frac{3}{2} \frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} + 2k^2 \right) \frac{d^2 y}{ds^2} \left(\frac{dy}{ds} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.29)$$

та членів вищого порядку малості:

$$Ly + Ny + O(|y|^5) = 0 \quad (3.30)$$

У виразах для операторів Ly, Ny використані позначення $k^2 = P_x/(EI)$, $\omega_1^2 = \omega^2/EI$.

До рівняння (3.30) необхідно додати чотири граничні умови (по дві в точках $s = 0, s = l$). Для розглядуваної схеми кріплення ці умови означають, що поперечні переміщення кінців стрижня (шарнірів) відсутні, і внутрішній згинаючий момент в шарнірах перетворюється в нуль:

$$y(0) = y(l) = 0, \quad \frac{d^2 y(0)}{ds^2} = \frac{d^2 y(l)}{ds^2} = 0 \quad (3.31)$$

З точки зору загальної математичної теорії вивчення стійкості рішення нелінійної задачі (3.30), (3.31) зводиться до тих операцій, що були використані при аналізі стійкості стрижня, стиснутого постійною силою. Спочатку вирішується спектральна задача та будується простір власних функцій оператора Ly . Потім визначається амплітуда, яка представляє собою проекцію рішення рівняння (3.30) на власний простір, який асоціюється зі спряженим власним вектором, що належить максимальному власному значенню спектра. Врешті будується рішення задачі (3.30), (3.31) у вигляді ряду по степенях амплітуди.

3.2.2. Рішення спектральної задачі

Спектр оператора Ly складається з власних значень $\sigma_n^2 (n = 1, 2, \dots)$ крайової задачі

$$Ly + \sigma^2 y = 0, \quad y(0) = y(l) = 0, \quad \frac{d^2 y(0)}{ds^2} = \frac{d^2 y(l)}{ds^2} = 0 \quad (3.32)$$

Власні функції y_n , які відповідають власним значенням $\sigma_n^2 (n = 1, 2, \dots)$, та будь-які їх лінійні комбінації є рішеннями задачі (3.32). У просторі цих функцій визначено скалярний добуток, який дозволяє ввести поняття амплітуди.

Для знаходження амплітуди та визначення умов вирішеності задачі (3.30), (3.31) необхідно побудувати спряжений оператор L^* , який задовольняє формулу Гріна [42]

$$\int_0^l [y^* Ly - y L^* y^*] dx = L_+ [y, y^*] \Big|_0^l \quad (3.33)$$

Тут y, y^* – будь-які рішення прямої і спряженої крайових задач; $L_+[y, y^*] \Big|_0^l$ – білінійна форма функцій y, y^* та їх похідних до третього порядку включно.

Диференційна форма $L^* y^*$, спряжена з формою Ly , має вигляд

$$L^* y^* = \frac{d^4}{ds^4} [\rho(s) y^*] - \frac{d^3}{ds^3} \left[2 \frac{d\rho(s)}{ds} y^* \right] + \frac{d^2}{ds^2} \left[\left(\frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} + k^2 \right) y^* \right] - m(s) \omega_1^2 y^* \quad (3.34)$$

Після обчислення похідних та перегрупування доданків отримуємо

$$L^* y^* = \rho(s) \frac{d^4 y^*}{ds^4} + 2 \frac{d\rho(s)}{ds} \frac{d^3 y^*}{ds^3} + \left(\frac{d^2 \rho(s)}{ds^2} + k^2 \right) \frac{d^2 y^*}{ds^2} - m(s) \omega_1^2 y^* \quad (3.35)$$

звідки отримуємо, що оператор L самоспряжений: $L = L^*$. Для визначення граничних умов оператора L^* представимо праву частину формули Гріна в білінійній формі:

$$\begin{aligned} L_+ [y, y^*] \Big|_0^l = & \left\{ \rho(s) y^* \frac{d^3 y}{ds^3} - \left[\rho(s) \frac{dy^*}{ds} - \frac{d\rho(s)}{ds} y^* \right] \frac{d^2 y}{ds^2} + \right. \\ & \left. + \left[\rho(s) \frac{d^2 y^*}{ds^2} + k^2 y^* \right] \frac{dy}{ds} - \left[\rho(s) \frac{d^3 y^*}{ds^3} + \frac{d\rho(s)}{ds} \frac{d^2 y^*}{ds^2} + k^2 \frac{dy^*}{ds} \right] y \right\} \Big|_0^l, \end{aligned} \quad (3.36)$$

Легко переконатися, що при довільних $dy/ds, d^3 y/ds^3, dy^*/ds, d^3 y^*/ds^3$ білінійна форма $L_+[y, y^*] \Big|_0^l = 0$, якщо

$$y^*(0) = y^*(l) = 0, \quad \frac{d^2 y^*(0)}{ds^2} = \frac{d^2 y^*(l)}{ds^2} = 0 \quad (3.37)$$

Порівнюючи граничні умови (3.37) спряженої задачі, які перетворюють в нуль білінійну форму формули Гріна, з умовами (3.31), отримуємо висновок, що задача (3.32) є самоспряженою для всіх неперервних функцій $\rho(s)$ з похідними до третього порядку включно. Самоспряженість задачі

спрощує її рішення. Разом з тим аналітичне обчислення власних значень та власних функцій задачі (3.32) при змінних коефіцієнтах $\rho(s), m(s)$ ускладнене і є самостійною математичною проблемою. Тому, не порушуючи спільності методу вивчення стійкості рішення задачі (3.30), (3.31), будемо припускати далі, що стрижень має по всій довжині постійну жорсткість $\rho = 1$ та постійну питому масу $m = m_0$.

При постійних коефіцієнтах задача (3.32) допускає точне рішення

$$y = C_1 \sin(\lambda s) + C_2 \cos(\lambda s) + C_3 s + C_4, \quad (3.38)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні коефіцієнти. Розв'язуючи рівняння (3.38), беручи до уваги граничні умови задачі (3.32), отримуємо систему рівнянь:

$$C_2 + C_4 = 0 \quad (3.39)$$

$$C_1 \sin(\lambda l) + C_2 \cos(\lambda l) + C_3 l + C_4 = 0 \quad (3.40)$$

$$C_2 = 0 \quad (3.41)$$

$$C_1 k^2 \sin(\lambda l) + C_2 k^2 \cos(\lambda l) = 0 \quad (3.42)$$

З системи рівнянь (3.39)-(3.42) отримуємо $C_2 = C_3 = C_4 = 0$. Задача (3.32) має нетривіальне рішення при $C_1 \neq 0$ та параметрі λ , який приймає дискретні значення $\lambda_n = n\pi l^{-1}$ ($n = 1, 2, \dots$), яким відповідають власні функції $y_n = C_1 \sin(\lambda_n s)$. Власні функції визначаються з точністю до постійного множника, тому припустимо $C_1 = 1$ та використаємо його в якості коефіцієнта з розмірністю довжини. Вибір значення C_1 обумовлений тим, що в рамках методу власні функції y_n ($n = 1, 2, \dots$) розглядаються лише як незалежні координати деякого функціонального простору. Іншими словами, коефіцієнт C_1 у рівняння вигнутої форми рівноваги стрижня може сприймати інші відмінні від нуля значення.

Спряжені відносно скалярного добутку власні функції оператора L^* співпадають з точністю до довільних множників A_n з власними функціями оператора L , оскільки задача самоспряження $y_n^* = A_n y_n$. Підстановка власних

функцій y_n у диференційне рівняння задачі (3.32) дає характеристичне рівняння для власних значень оператора L

$$\sigma_n^2 = \lambda_n^2 k^2 + m_0 \omega_1^2 - \lambda_n^4, \quad (n=1, 2, \dots) \quad (3.43)$$

З рівнянь (3.43) виходить, що існує нескінченна множина значень сили P_x , у яких є відповідні конфігурації викривленої форми стрижня. Найменше значення осьової сили відповідає власному значенню σ_1^2 .

Введемо позначення $\sigma_1^2 = \mu \pi^2 l^{-2}$, де μ – параметр з відкритого інтервалу, що містить нуль. Тоді рівняння (3.43) при $n = 1$ з врахуванням виразів k^2, ω_1^2 має вигляд

$$\mu = \frac{P_x}{EI} + \frac{m_0 \omega^2 l^2}{EI \pi^2} - (\pi / l)^2 \quad (3.44)$$

Рішення лінійної задачі (3.32) стійке при $\mu < 0$ і нестійке при $\mu > 0$. Критичне значення осьової лінії в лінійному наближенні відповідає значенню $\mu = 0$ і визначається за формулою

$$P_{xc} = \frac{EI \pi^2}{l^2} - \frac{m_0 \omega^2 l^2}{\pi^2} \quad (3.45)$$

При $\omega = 0$ співвідношення (3.45) співпадає з відомою формулою Ейлера.

Представимо рівняння (3.45) для випадку консольно закріпленого стрижня, яким є інструментальна оправка, враховуючи приведену довжину [34-35].

$$P_{xc} = \frac{EI \pi^2}{4l^2} - \frac{m_0 \omega^2 4l^2}{\pi^2} \quad (3.46)$$

Також можна визначити критичну швидкість обертання стрижня:

$$\omega = \sqrt{\frac{EI \pi^4}{16 m_0 l^4} - \frac{P_x \pi^2}{4 m_0 l^2}} \quad (3.47)$$

Враховуючи формулу (3.46) та те, що $m_0 = m/l$, будемо графік залежності величини критичної осьової складової сили різання від частоти

обертання (рис. 3.9). Вважаємо, що довжина інструментальної оправки становить $L = 300$ мм.

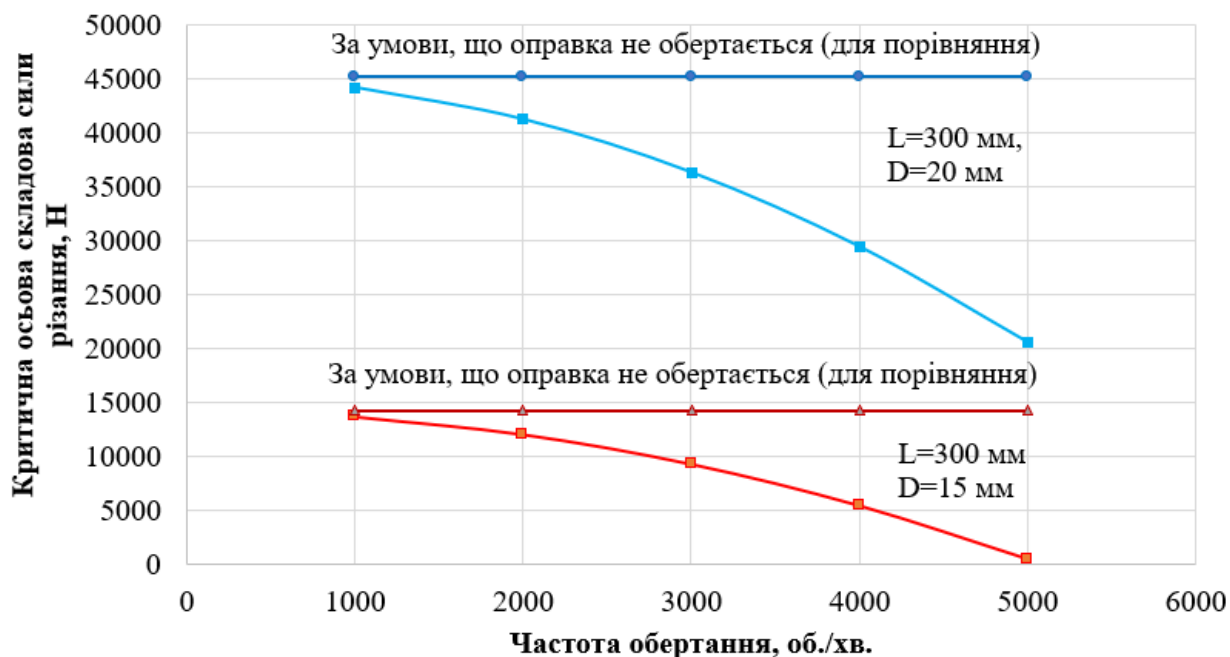


Рис. 3.9. Графік залежності величини критичної осьової складової сили різання від частоти обертання (на графіку для порівняння наведено величини критичної сили за умов, коли оправка не обертається)

З графіку на рис. 3.9 можна зробити висновок, що при збільшенні частоти обертання оправки значення критичної поздовжньої стискувальної сили зменшуватиметься з квадратичною залежністю.

3.3. Особливості розрахунку критичної сили для позацентрово-стиснутої інструментальної оправки

Попередньо розглядалися ідеальні стрижні з прямолінійною віссю, навантажені стискаючою силою, яка діє по осі стрижня. Як правило, до реальних стрижнів стискаючі сили можуть бути прикладені з певним ексцентриситетом. Прикладом такого стрижня є саме довгомірна інструментальна оправка, на яку осьова складова сила різання діє з ексцентриситетом, що рівний радіусу оправки [38-39].

Необхідно розглянути наступну розрахункову схему позацентрово-стиснутого стрижня: стрижень, жорстко закріплений знизу та навантажений на вільному кінці ексцентрично прикладеною силою.

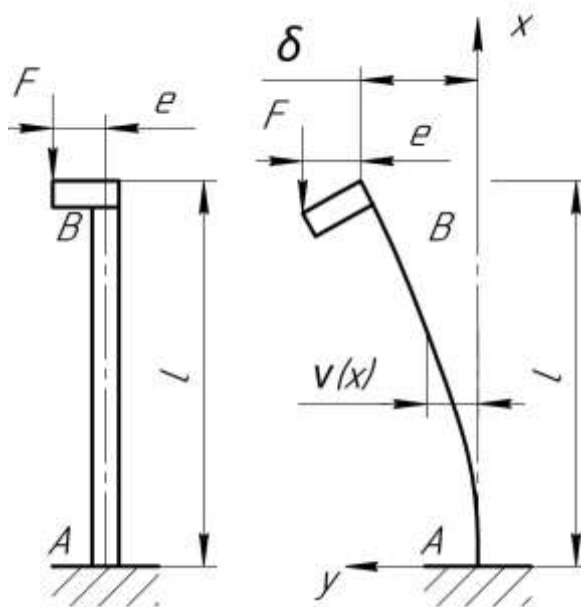


Рис. 3.10. Розрахункова схема стрижня, жорстко закріпленого знизу та навантаженого на вільному кінці ексцентрично прикладеною силою: F – сила, яка діє на стрижень; e – ексцентриситет, з яким прикладена сила F ; A – точка закріплення стрижня; B – вільний кінець стрижня; l – довжина стрижня; δ – величина прогину на кінці стрижня

Диференціальне рівняння вигнутої осі стрижня матиме наступний вигляд:

$$EIv'' = M = F(e + \delta - v), \quad (3.48)$$

$v(x)$ – величина прогину стрижня на відстані x від точки A .

У (3.48) вводимо заміну (3.4).

Рівняння (3.48) перезаписуємо у вигляді:

$$v'' = k^2(e + \delta - v) \quad (3.49)$$

Вираз (3.49) представляємо у вигляді диференційного рівняння:

$$v'' + k^2v = k^2(e + \delta) \quad (3.50)$$

Загальне рішення диференційного рівняння (3.50) виглядає наступним чином:

$$v = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + e + \delta \quad (3.51)$$

Похідна загального рішення:

$$v' = C_1 k \cos kx - C_2 k \sin kx \quad (3.52)$$

За умов $v(0) = 0$, $C_2 = -e - \delta$; $v'(0) = 0$, $C_1 = 0$.

Підставляючи отримані значення C_1 та C_2 у рівняння (3.51) отримуємо:

$$v = (e + \delta)(1 - \cos kx) \quad (3.53)$$

Відомо, що на кінці стрижня виконується умова $v(l) = \delta$. Звідси отримуємо

$$\delta = (e + \delta)(1 - \cos kl) \quad (3.54)$$

З (3.54) виражаємо величину найбільшого прогину стрижня δ :

$$\delta = e \left(\frac{1}{\cos kl} - 1 \right) \quad (3.55)$$

Тепер можна записати функцію $v(x)$.

$$v = \frac{e}{\cos kl} (1 - \cos kx) \quad (3.56)$$

З врахуванням (3.4) отримуємо рівняння:

$$\delta = e \left(\frac{1}{\cos \sqrt{\frac{F}{EI}} l} - 1 \right) \quad (3.57)$$

$$v = \frac{e}{\cos \sqrt{\frac{F}{EI}} l} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{F}{EI}} x \right) \quad (3.58)$$

Використовуючи рівняння (3.57), будуємо графік залежності величини найбільшого прогину інструментальної оправки від зовнішнього навантаження F (рис. 3.11). Вважаємо, що оправка циліндрична суцільна.

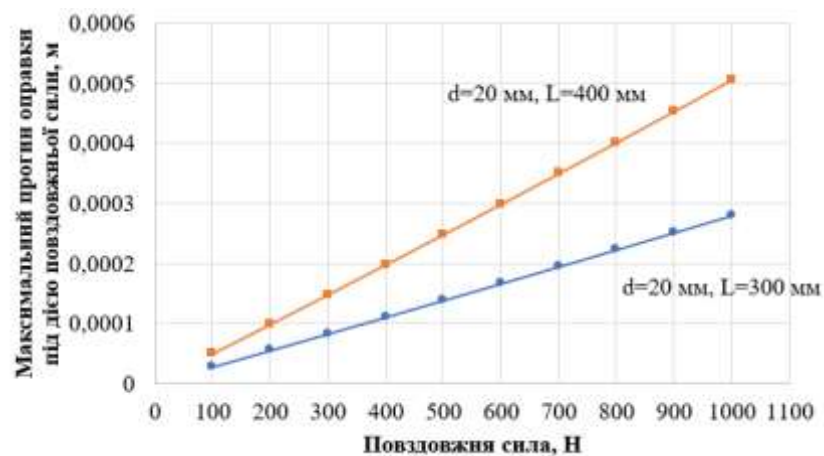


Рис. 3.11. Графік залежності величини найбільшого прогину суцільної інструментальної оправки від зовнішнього навантаження F

Також розглядається порожниста оправка з внутрішнім діаметром d_1 . У такому випадку момент інерції поперечного перерізу $I = \pi(d^4 - d_1^4)/64$. Приймаємо внутрішній діаметр оправки $d_1 = 10$ мм. На рис. 3.12 представлено графік залежності величини найбільшого прогину порожнистої інструментальної оправки від зовнішнього навантаження F .

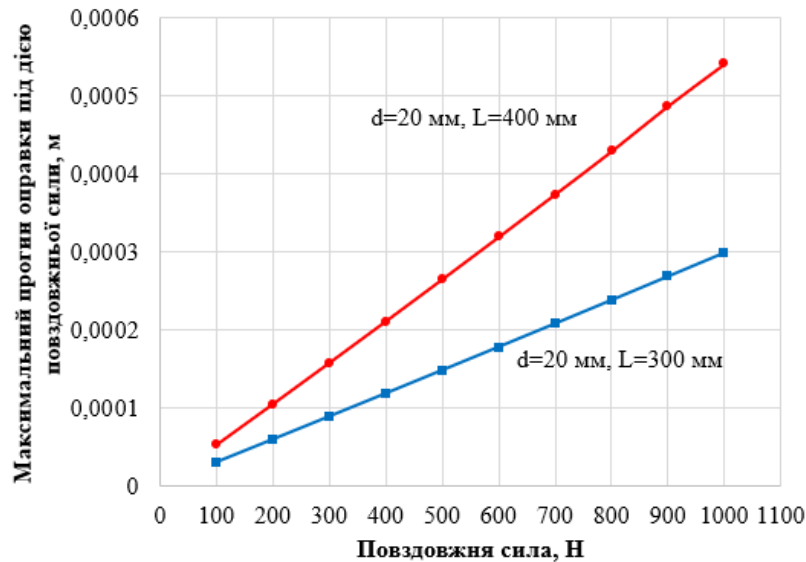


Рис. 3.12. Графік залежності величини найбільшого прогину порожнистої інструментальної оправки від зовнішнього навантаження F

З графіків, представлених на рис. 3.11 і 3.12, визначаємо максимальну деформацію оправки δ при наступних вихідних даних: діаметр оправки $d = 20$ мм; внутрішній діаметр оправки $d_1 = 10$ мм; довжина оправки $L = 300$ мм; величина поздовжньої сили $F = 800$ Н. Максимальна деформація суцільної циліндричної оправки становитиме: $\delta_1 = 0,0002224$ мм, порожнистої циліндричної оправки – $\delta_2 = 0,0002375$ мм.

3.4. Розрахунок на стійкість інструментальної оправки, на яку діють радіальна P_y та осьова P_x складові сили різання

На рис. 3.13 представлено довгомірну інструментальну оправку, навантажену радіальною P_y та осьовою P_x складовими сили різання.

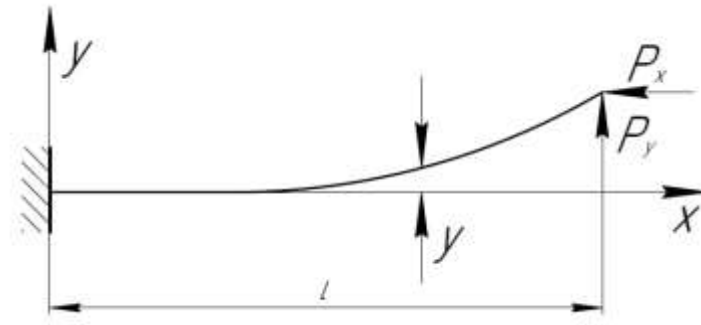


Рис. 3.13. Довгомірна інструментальна оправка, навантажена радіальною P_y та осьовою P_x складовими сили різання

У даному випадку поперечна деформація, спричинена дією сили P_y , ускладнена дією поздовжньої сили P_x .

Ефективний коефіцієнт жорсткості c для схеми, зображеної на рис. 3.13, визначається

$$c = \frac{P_y}{f}, \quad (3.59)$$

де f — максимальна деформація оправки.

Записується рівняння згинаючого моменту в довільному перерізі з врахуванням того, що початок системи координат розташований в точці закріплення оправки, вісь x напрямлена горизонтально вправо, а вісь y — вертикально вгору.

$$M = P_y(l - x) + P_x(f - y), \quad (3.60)$$

де $y(x)$ — деформація довільного перерізу оправки.

Враховуючи, що $M = y''EI$, рівняння (3.60) набуває вигляду

$$y'' = \frac{P_y(l - x)}{EI} + \frac{P_x(f - y)}{EI}, \quad (3.61)$$

Вводимо заміну

$$k^2 = \frac{P_x}{EI} \quad (3.62)$$

Диференціальне рівняння вигнутої осі виглядає наступним чином:

$$y'' + k^2 y = \frac{P_y(l - x)}{EI} + k^2 f, \quad (3.63)$$

Отримуємо загальне рішення диференційного рівняння (3.63):

$$y = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + \frac{P_y}{P_x} (l - x) + f \quad (3.64)$$

Граничні умови $y(0) = 0, y'(0) = 0$.

Знаходимо першу та другу похідну диференційного рівняння

$$y' = kC_1 \cos kx - kC_2 \sin kx - \frac{P_y}{P_x} \quad (3.65)$$

$$y'' = -k^2 C_1 \sin kx - k^2 C_2 \cos kx \quad (3.66)$$

Підставляючи граничні умови у рівняння (3.65) та (3.66), знаходимо значення постійних коефіцієнтів C_1 та C_2 .

$$C_1 = \frac{P_y}{P_x k} \quad (3.67)$$

$$C_2 = -\frac{P_y}{P_x} l - f \quad (3.68)$$

Після підстановки (3.67) та (3.68) у (3.64) отримаємо

$$y = \frac{P_y}{P_x k} \sin kx + \left(-\frac{P_y}{P_x} l - f \right) \cos kx + \frac{P_y}{P_x} (l - x) + f \quad (3.69)$$

Відомо, що на кінці оправки $y(l) = f$. Враховуючи цю умову, отримаємо залежність.

$$f = \frac{P_y l^3}{EI} \frac{(\tan kl - kl)}{(kl)^3} \quad (3.70)$$

Враховуючи введену вище заміну (3.62), зводимо рівняння (3.70) до наступного вигляду, отримуючи остаточну залежність для визначення максимальної деформації оправки під дією радіальної та осьової складових сили різання:

$$f = \frac{P_y l^3}{EI} \frac{(\tan \sqrt{\frac{P_x}{EI}} l - \sqrt{\frac{P_x}{EI}} l)}{\left(\sqrt{\frac{P_x}{EI}} l \right)^3} \quad (3.71)$$

У випадку, коли поздовжня (осьова) складова сили різання відсутня ($k \rightarrow 0$ або $P_x \rightarrow 0$), отримаємо наступні тотожні границі функцій:

$$\lim_{k \rightarrow 0} f = \lim_{k \rightarrow 0} \frac{P_y l^3}{EI} \frac{(\tan k l - kl)}{(kl)^3} = \frac{P_y l^3}{3EI}; \quad (3.72)$$

$$\lim_{P_x \rightarrow 0} f = \lim_{P_x \rightarrow 0} \frac{P_y l^3}{EI} \frac{(\tan \sqrt{\frac{P_x}{EI}} l - \sqrt{\frac{P_x}{EI}} l)}{\left(\sqrt{\frac{P_x}{EI}} l\right)^3} = \frac{P_y l^3}{3EI}. \quad (3.73)$$

Таким чином, у (3.73) отримано відомий варіант формули, яка враховує лише поперечну (радіальну) силу P_y .

3.5. Висновки

Довгомірні інструментальні оправки при глибокому розточуванні характеризуються тим, що розміри їх поперечного перерізу малі у порівнянні з довжиною оправки. Під час глибокого розточування довгомірна інструментальна оправка піддається впливу осьової складової сили різання. За таких умов оправка теоретично може вважатися довгим стрижнем. При дії на оправку зовнішньої поздовжньої сили вона при певних умовах може втрачати стійкість.

У результаті дослідження була отримана залежність для розрахунку максимальної деформації оправки, що спричинена сумарною дією радіальної та осьової складових сили різання.

Було отримано залежності для визначення критичної сили стиснутої оправки та стиснутої оправки, що обертається. Також був виконаний розрахунок для визначення деформації (прогину) оправки, на яку осьова складова сили різання діє позацентрово.

4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ

4.1. Вступ до розроблення стартап-проекту

У час бурхливого розвитку підприємницької діяльності в різних галузевих сферах, і, відповідно, в умовах жорсткої конкуренції, особливого значення набувають такі форми бізнесу, які засновані на унікальних та перспективних ідеях, «ноу-хау». У зв'язку з цим розвивається така форма розвитку бізнесу, як стартап (StartUp).

Хоча поняття «стартап» набуває останнім часом значного поширення та значення, процес створення стартапів в Україні є відносно новим і вимагає системного осмислення в контексті активізації.

Стартап – процес для реалізації абсолютно нового інноваційного за короткий термін з мінімальними капіталовкладеннями. Основні його характеристики базуються на самому визначенні: «start» - як початок, «up» - як швидкий підйом, стрімке зростання.

Для швидкого зростання стартап повинен випускати продукт, який буде обов'язково затребуваним на світовому ринку.

Стрімке зростання обумовлюється двома факторами:

- виробництво того, що бажає велика кількість;
- можливість обслуговувати всіх клієнтів, незалежно від часу, відстані та інших фізичних обмежень.

Перший чинник означає, що покладена в основу стартапу ідея повинна передбачати масовий збут. Ступінь масовості може відрізнятися, однак формат стартапу загалом мало підходить для створення та просування на ринок вузькоспеціалізованих продуктів чи ідей.

Другий фактор передбачає, що продукція повинна бути універсальною та передбачати всеосяжну фізичну логістику, поширення віртуальними ринками та магазинами (з допомогою інтернету) чи можливість ліцензування на місці.

Секрет успіху стартапу простий у формулюванні, проте дуже складний у своїй реалізації. При плануванні стартапу необхідно думати про те, чого

раніше не існувало, бо при виході на глобальний ринок, запорука успіху – це реалізація нової перспективної ідеї.

4.2. Опис ідеї стартап-проекту

Шліфування глибоких отворів на внутрішньо-шліфувальних верстатах відбувається з великим вильотом шпинделя, що призводить до зниження жорсткості ТОС. У відомих конструкціях внутрішньо-шліфувальних верстатів осі шпинделя виробу та шліфувального шпинделя розташовані в горизонтальній площині. Нова запропонована конструкція верстата дозволяє спростити його налагодження за рахунок взаємної компенсації дій радіальної складової сили різання та ваги шліфувального шпинделя, що досягається розташуванням осей шпинделя виробу та шліфувального шпинделя у вертикальній площині.

Таблиця 4.1. Опис ідеї стартап-проекту

<i>Зміст ідеї</i>	<i>Напрямки застосування</i>	<i>Вигоди для користувача</i>
Спрощення налагодження внутрішньо-шліфувального верстата при обробленні глибоких отворів за рахунок нової конструкції верстата	Фінішне оброблення деталей	Вища точність позиціонування шліфувального круга відносно оброблюваного отвору
	Оброблення деталей з глибокими отворами	
	Виробництво внутрішньо-шліфувальних верстатів	Підвищена жорсткість ТОС за рахунок наявності люнету для регулювання відстані між бабкою виробу та люнетом

Точність отворів при шліфуванні значною мірою залежить від точності позиціонування шліфувального круга відносно оброблюваного отвору, яка досягається статичним налагодженням верстата з врахуванням динамічних похибок оброблення, які виникають під дією радіальної складової сили різання і ваги шліфувального шпинделя. У запропонованій конструкції внутрішньо-шліфувального верстата такі похибки взаємокомпенсуються через те, що вектори сил направлені перпендикулярно один до одного.

4.3. Аналіз потенційних техніко-економічних переваг ідеї

Визначається перелік слабких (W), сильних (S) та нейтральних (N) характеристик та властивостей ідеї проекту для формування його конкурентоспроможності [40].

Таблиця 4.2. Визначення слабких, сильних та нейтральних характеристик стартап-проекту

№	Техніко-економічні характеристики ідеї проекту	(потенційні) концепції конкурентів			Слабка сторона (W)	Нейтральна сторона (S)	Сильна сторона (S)
		Мій проект	Конкурент №1	Конкурент №2			
1	Витрати на модернізацію існуючих конструкцій				+		
2	Торгова марка				+		
3	Точність виготовленої продукції						+
4	Швидкість поставок					+	
5	Попит						+
6	Прибуток для покупця						+
7	Гнучкість цін					+	

4.4. Технологічний аудит ідеї проекту

Технологічний аудит – метод оцінювання комерційного потенціалу результатів наукових розробок та ефективності технологічних інновацій. Даний метод розглядається як діючий механізм активізації інноваційної політики в науково-технічній сфері [40].

Таблиця 4.3. Технологічний аудит проекту

№	Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1	Фінішне оброблення з використанням нового способу налагодження верстата	Продаж готової продукції (оброблених деталей) для підприємств	+	-
2	Фінішне оброблення з використанням нового способу налагодження верстата	Використання нового способу налагодження підприємством, надання права на користування патентом	+	+

Проаналізувавши дані табл. 4.3, була обрана технологія реалізації ідеї проекту: використання нового способу налагодження підприємством, надання права на користування патентом. Рішення було прийняте з урахуванням наявності та доступності технологій.

4.5. Аналіз ринкових можливостей стартап-проекту

Аналіз ринкових можливостей проекту є однією з початкових і важливою стадією встановлення ринкових можливостей проекту. Спланувати напрями розвитку проекту з врахуванням стану ринкового середовища, пропозицій проектів-конкурентів та потреб потенційних клієнтів можна лише після визначення ринкових можливостей, які використовуються під час ринкового впровадження проекту і ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту [40].

Визначаються потенційні групи клієнтів, їхні характеристики та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 4.4).

Таблиця 4.4. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Висока точність оброблених глибоких отворів	Виробництва, підприємці	Вимоги до точності обробленої поверхні	Точність у налагодженні верстата, від якої залежить точність виробу
2	Окупність шліфувального обладнання	Виробництва, підприємці	Висока продуктивність шліфувального обладнання	Продуктивне виготовлення деталей

Далі проводиться аналіз ринкового середовища з використанням аналітичних систем. Складається таблиця факторів, які сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, які цьому перешкоджають (табл. 4.5-4.6).

Таблиця 4.5. Чинники загроз

№	Чинник	Зміст загрози	Можлива реакція фірми
1	Спад виробництва, зменшення попиту на виробництво деталей з глибокими отворами	Відсутність потреби в продукції	Фінішне оброблення будь-яких циліндричних внутрішніх поверхонь на наявному обладнанні
2	Економічне відкриття кордонів	Поява інноваційних технологій	Вдосконалення існуючої конструкції
3	Зростання інфляції	Падіння платоспроможності (і в підприємств, з якими співпрацюємо)	Гнучке ціноутворення

Таблиця 4.6. Чинники можливостей

№	Чинник	Зміст можливості	Можлива реакція фірми
1	Політика протекціонізму	Критика теорії зовнішньої торгівлі, захист національного виробника	Залучення у коло споживачів споріднені галузі
2	Стимуляція розвитку інноваційного підприємництва	Зменшення податкового тиску на стартап-проекти	Вдосконалення існуючої конструкції
3	Зростання інфляції	Падіння платоспроможності (і в підприємств, з якими співпрацюємо)	Збільшення масштабів проекту

Таблиця 4.7. Ступеневий аналіз конкуренції ринку

Особливості конкурентного середовища	У чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
Тип конкуренції	Монополістична конкуренція	Ринкова ситуація, за якої велика кількість виробників продають подібний диференційований продукт
Рівень конкурентної боротьби	Національний рівень	При веденні конкуренції на національному рівні, компанії повинні прикладати зусилля для охоплення національного ринку
За галузевою ознакою	Внутрішньогалузева	Застосування нового способу налагодження верстата користується попитом в спеціальних галузях
Конкуренція за видами товарів	Товарно-видова конкуренція	Відстеження тенденцій з можливістю появи на ринку продуктів-замінників
За характером конкурентних переваг	Цінова	Гнучке ціноутворення, що формується з врахуванням динаміки попиту

Після ступеневого аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі за моделлю 5 сил М. Портера (табл. 4.8).

Таблиця 4.8. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	<i>Прямі конкуренти в галузі</i>	<i>Потенційні конкуренти</i>	<i>Постачальники</i>	<i>Клієнти</i>	<i>Товари-замінники</i>
<i>Складові аналізу</i>	Конкурент 1; Конкурент 2	Прихильність споживачів до певних фірм. Доступ до каналів збуту	Постачальники не потрібні	Є можливості впливати на ціну	Точність продукції менша
<i>Висновки</i>	Інтенсивність конкуренції середня	Потенційні конкуренти є Можливості виходу на ринок є	Постачальники не диктують умови на ринку	Клієнти можуть вимагати більш сучасних технологій	Можливість для роботи на ринку через вищу точність виробів

За результатами в табл. 4.8 можна зробити висновок, що можливості виходу на ринок є.

На основі ступеневого аналізу конкуренції (табл. 4.7) та з врахуванням характеристик ідеї проекту (табл. 4.2), вимог споживачів до товару (табл. 4.4) та чинників маркетингового середовища (табл. 4.5-4.6) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз представлений в табл. 4.9.

Таблиця 4.9. Обґрунтування чинників конкурентоспроможності

<i>№</i>	<i>Чинник конкурентоспроможності</i>	<i>Обґрунтування (наведення факторів, що роблять чинник для порівняння конкурентних проектів значущим)</i>
1	Темпи збільшення виробництва	Можливість збільшити продаж продукції
2	Приріст числа споживачів продукції	Збільшення прибутку
3	Динаміка розширення ринку	Залучення нових споживачів
4	Ступінь оновлення продукції	Відповідність сучасним потребам споживачів
5	Ступінь оновлення технології	Нові можливості для вдосконалення
6	Рівень насичення попиту	Підвищення ціни

7	Сприйняття товару	Стабільність продажу
8	Державне регулювання збільшення	Інвестиція у розвиток
9	Збільшення числа конкурентів	Обмін досвідом
10	Ступінь застарівання продукції	Виявлення слабких сторін продукту

За визначеними чинниками конкурентоспроможності (табл. 4.9) проводиться аналіз слабких та сильних сторін стартап-проекту (табл. 4.10).

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання матриці аналізу сильних (Strength) і слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) і можливостей (Opportunities) – SWOT-аналізу (табл. 4.11). SWOT-аналіз – метод оцінки внутрішніх та зовнішніх факторів, які впливають на розвиток компанії чи проекту [40].

Таблиця 4.10. Порівняльний аналіз слабких та сильних сторін проекту

№	Фактор конкурентоспроможності	Бали	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з «Конкурент 1»						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Темпи збільшення виробництва	-1			+				
2	Приріст числа споживачів продукції	0					+		
3	Динаміка розширення ринку	-1			+				
4	Ступінь оновлення продукції	1						+	
5	Ступінь оновлення технології	3			+			+	
6	Рівень насичення попиту	4					+		
7	Сприйняття товару	7							+
8	Державне регулювання збільшення	8					+		
9	Збільшення числа конкурентів	8				+			
10	Ступінь застарівання продукції	7			+				

Таблиця 4.11. SWOT-аналіз стартап-проекту

<p><i>Сильні сторони:</i></p> <p>Команда досвідчених інженерів</p> <p>Підвищена точність оброблюваних отворів</p> <p>Врахування потреб споживача</p> <p>Конкурентні ціни</p>	<p><i>Слабкі сторони:</i></p> <p>Малий вибір послуг, які можемо надати</p> <p>Невідома торгова марка</p> <p>Відсутність досвідчених маркетологів і менеджерів</p>
<p><i>Можливості:</i></p> <p>Вдосконалення технології виробництва</p> <p>Вдосконалення конструкції верстата</p> <p>Зростання фінансових доходів споживачів</p>	<p><i>Загрози:</i></p> <p>Вихід на ринок нових конкурентів</p> <p>Посилення конкуренції між компаніями</p> <p>Нестабільна економічна ситуація країни</p>

На основі проведеного SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки для виведення стартап-проекту на ринок.

Таблиця 4.12. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№	Альтернатива ринкової економіки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Стратегія нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартап-проекту	Висока	1 рік
2	Стратегія підсилення сильних сторін за рахунок ринкових можливостей	Висока	1 рік
3	Стратегія компенсації слабких сторін наявними ринковими можливостями	Середня	1,5 роки
4	Стратегія виходу з ринку	Низька	Немає

4.6. Розроблення ринкової стратегії

Першим кроком для розроблення ринкової стратегії передбачається визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 5.13).

Таблиця 4.13. Вибір цільових груп потенційних споживачів

№	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота виходу в сегмент
1	Малі підприємства (1-3 верстати)	Мала	Високий	Середня	Низька
2	Середні підприємства (4-6 верстатів)	Висока	Високий	Середня	Низька
3	Великі підприємства	Середня	Високий	Середня	Низька

Після аналізу потенційних груп споживачів обрано три цільові групи та визначено стратегію охоплення ринку. Для роботи в обраному сегменті ринку формується базова стратегія розвитку – стратегія спеціалізації.

Таблиця 4.14. Вибір цільових груп потенційних споживачів

Базова стратегія розвитку	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи
Стратегія спеціалізації	Концентрований маркетинг	Зосередження на потребах одного сегмента, маркетингові підходи і виробництво товарів розраховане на задоволення саме цієї групи людей Товар зобов'язаний максимальною відповідати потребам відповідної групи покупців Вразливість та ризикованість стратегії через орієнтованість на один сегмент, який може не виправдати надій.

Концентрований маркетинг орієнтований на вузький специфічний сегмент ринку через комплекс маркетингу, спрямований на задоволення потреб саме цієї групи споживачів. Стратегія спеціалізації ефективна насамперед для невеликих чи спеціалізованих підприємств, які виробляють продукцію конкретного призначення в обмеженій кількості. Через вразливість стратегії у разі її невдалої реалізації можна істотно підірвати конкурентоспроможність фірми.

Наступний крок – вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 4.15).
Обирається стратегія наслідування лідера.

Таблиця 4.15. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

<i>Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?</i>	<i>Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів</i>	<i>Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?</i>	<i>Стратегія конкурентної поведінки</i>
ні	Буде шукати нових та забирати існуючих у конкурентів	ні	Стратегія наслідування лідера

Стратегія наслідування лідера передбачає, що компанія у визначенні ціни орієнтується на ціну фірми-лідера. Дана стратегія є привабливою для забезпечення стабільної діяльності компанії на ринку.

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту (табл. 4.4), а також у залежності від обраної базової стратегії розвитку (табл. 4.14) та обраної стратегії конкурентної поведінки (табл. 4.15) розробляється стратегія позиціонування (4.16).

Таблиця 4.16. Визначення стратегії позиціонування

<i>№</i>	<i>Вимоги до товару цільової аудиторії</i>	<i>Базова стратегія розвитку</i>	<i>Ключові конкурентоспроможні і позиції власного стартап-проекту</i>	<i>Вибір асоціацій, які мають сформулювати комплексну позицію власного проекту (три ключових)</i>
1	Спрощене налагодження внутрішньо- шліфувального верстата	Стратегія спеціалізації	<ul style="list-style-type: none"> Відносно невелика ціна за використання нового способу налагодження Участь в подальшій модернізації за необхідності 	<p>Необхідний продукт в даному сегменті</p> <p>Підвищення точності оброблення глибоких отворів</p> <p>Підвищення жорсткості ТОС</p>
2	Компенсація похибок			
3	Підвищення жорсткості ТОС			

4.7. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач [40]. Для цього в табл. 4.17 необхідно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 4.17. Визначення стратегії позиціонування

<i>Потреба</i>	<i>Вигода, яку пропонує товар</i>	<i>Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)</i>
Конструкція шліфувального верстата, яка дозволить взаємно компенсувати похибки, які виникають під дією радіальної складової сили різання та ваги шліфувального шпинделя	Осі шпинделя виробу і шліфувального шпинделя розташовані у вертикальній площині Підвищена точність оброблюваних глибоких отворів Підвищена жорсткість ТОС	Взаємна компенсація похибки, яка виникає під дією радіальної складової сили різання та ваги шліфувального шпинделя

Остання складова маркетингової програми – розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування.

Таблиця 4.18. Концепція маркетингових комунікацій

<i>Специфіка поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти</i>	<i>Ключові позиції, обрані для позиціонування</i>	<i>Завдання рекламного повідомлення</i>
Обережний вибір потенційних контрагентів (зумовлюється особливістю ринку з використанням інформаційних	Спеціалізовані виставки	Новий спосіб налагодження	Привернути увагу клієнтів до нового способу налагодження
	Контекстна реклама		
	Форуми	Точність	
	Рекомендації	Простота	

4.8. Висновки

Проаналізувавши всі позитивні та негативні риси впровадження нового способу налагодження внутрішньо-шліфувального верстата у виробництво, можна зробити висновок, що розглянута ідея є актуальною та цілком адекватною для застосування. Для нового способу налагодження внутрішньо-шліфувального верстата є можливість ринкової комерціалізації проекту через наявний попит.

Оскільки на ринку монополістична конкуренція, то бар'єри входу на ринок – високі. Для ринкової реалізації стартап-проекту було обрано стратегію концентрованого маркетингу окремого сегменту.

Розвиток запропонованого стартап-проекту буде залежати від розвитку машинобудівної промисловості та споріднених галузей, де необхідне оброблення точних глибоких отворів.

ВИСНОВКИ

Розглянуто особливості оброблення глибоких отворів. Очевидно, що труднощі при обробленні глибоких отворів пов'язані не лише з погіршенням умов відведення стружки та підведення змащувально-охолоджувальних рідин, але і головним чином з малою жорсткістю інструмента, яка прогресивно знижується зі збільшенням глибини та зменшенням діаметру отворів.

У відомих дослідженнях питанню забезпечення точності оброблення глибоких отворів шляхом врахування та компенсації елементарних похибок за рахунок налагодження ТОС приділяється недостатньо уваги. У даній роботі досліджується вплив статичної та динамічної жорсткості консольних інструментів на точність оброблюваних отворів.

Наразі відомі дослідження втрати осьової стійкості інструмента при глибокому свердлінні, однак досі не вивчалися умови та наслідки втрати стійкості довгомірних інструментальних оправок при розточуванні глибоких отворів.

У системі верстат – пристрій – інструмент – деталь (ВПД) при розточуванні глибоких отворів в найбільш важких умовах працює інструмент, зокрема довгомірна інструментальна оправка. Оправка є найбільш «слабким» ланцюгом технологічної обробляючої системи за критеріями жорсткості, міцності та стійкості.

Встановлений вплив сил, що діють на інструментальну оправку при статичному і динамічному навантаженні та призводять до зменшення точності при розточуванні і шліфуванні глибоких отворів. При частоті обертання шпинделя $n = 2000$ об./хв. найбільша частка лінійної деформації (понад 75% від загальної) зумовлена впливом радіальної складової сили різання. Вага та відцентрові сили інерції оправки мають менший вплив (лінійна деформація становить близько 21% сумарної). Менше 3% загальної лінійної деформації викликають вага та сили інерції інструмента. При збільшенні частоти обертання інструментальної оправки до $n = 9500$ об./хв.

(частоти обертання, яка характерна для внутрішнього шліфування) співвідношення лінійних деформацій від різних типів навантажень змінюється за рахунок збільшення частки деформації під впливом сил інерції.

З графіку залежності величини критичної сили $P_{\text{хк}}$ від діаметру інструментальної оправки при сталій довжині оправки L отримуємо: при довжині оправки $L = 300$ мм та діаметрі $D = 15$ мм критична осьова сила різання становить $P_{\text{хк}} = 14285$ Н; при довжині оправки $L = 500$ мм та діаметрі $D = 15$ мм критична осьова сила різання становить $P_{\text{хк}} = 5142$ Н.

При збільшенні частоти обертання оправки значення критичної поздовжньої стискувальної (осьової) сили зменшуватиметься з квадратичною залежністю. Наприклад, при довжині оправки $L = 300$ мм, діаметрі $D = 15$ мм та частоті обертання $n = 1000$ об./хв. критична осьова сила різання становить $P_{\text{хк}} = 13734$ Н, а при збільшенні частоти обертання до $n = 5000$ об./хв., критична осьова сила різання зменшується до $P_{\text{хк}} = 509$ Н.

Оскільки на довгомірну інструментальну оправку осьова складова сили різання прикладена з ексцентриситетом, що рівний радіусу оправки, то доцільно розглянути особливості розрахунку критичної сили для позацентрово-стиснутої інструментальної оправки. При геометричних параметрах інструментальної оправки $L = 300$ мм, $D = 20$ мм та дії осьової сили 1000 Н величина найбільшого прогину (деформації) суцільної оправки становить 0,2793 мм.

У результаті дослідження була отримана залежність для розрахунку максимальної деформації оправки, що спричинена сумарною дією радіальної та осьової складових сили різання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Отений Я.Н. Прогрессивные методы обработки глубоких отверстий: монография / Отений Я.Н., Смольников Н.Я., Ольштынский Н.В.; ВолгГТУ, КТИ (филиал) ВолгГТУ. - Волгоград: РПК "Политехник", 2003. - 132 с.
2. Тюкина Н.В. Особенности растачивания глубоких отверстий / Н.В. Тюкина // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2014. – Вып. 11. – Ч. 1. – С. 189–193
3. Космачев И.Г. Основы инструментального производства. Л.: Лениздат, 1959г. 360с.
4. Справочник конструктора-инструментальщика, В.И. Баранчиков, Москва, Машиностроение, 1984, с. 157.
5. Токарная обработка, В.Н. Вещенко, Р.Х. Махмутов, Москва, Высшая школа, 2005, с. 47.
6. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах, В.В. Хорошайло, патент України на корисну модель № 74324, бюл. № 20/2012
7. Белов П.С. Компьютерное исследование по выбору оптимальной конструкции виброгасящих вставок в державке токарного резца./ Рогов В.А. Белов П.С. // Вестник РУДН, Сер. «Инженерные исследования». - М.; 2010. - №3. - с. 12-17. [3. С. 78] - [3] Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1964.
8. Косилов А.Г., Мещерикова Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2. — М.: Машиностроение, 1985.
9. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1964.
10. Пестунов, В. М. Элементы системы СПИД, ограничивающие выходные характеристики процесса глубокого сверления / В. М. Пестунов, В. В. Свяцкий, Л. П. Свяцкая // Naukowym progress na rubieży tysiącleci - 2008: materiały IV Międzynarodowej naukowo-praktycznej

konferencji, 1-15 czerwca 2008 roku, Przemysł, Rzeczpospolita Polska. - Przemysł: Nauka i studia, 2008. - Тым 14. Techniczne nauki. Fizyczna kultura i sport. - S. 53-55.

11. Пестунов, В. М. Підвищення ефективності процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами / В. М. Пестунов, В. В. Свяцький, Л. П. Свяцька // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. - Кіровоград: КНТУ, 2009. - Вип. 22. - С. 335-340.

12. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Решение проблем глубокого сверления в металлообработке // Вестник НТУУ „КПИ”. Машиностроение. – К.: НТУУ „КПИ”, 2006. – №49. – С. 173 – 178.

13. Бурмистров Е.В., Мурашкин Е.М., Таратов А.В. Крутильные колебания и их влияние на стойкость сверл малых диаметров при обработке жаропрочных и титановых сплавов // Материалы симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”. – Вильнюс: ЛитНИИИТИ, 1974. – С. 13.

14. Жилис В.И., Казокайтис В.Ф., Вайкунас П.С. Исследование износа быстрорежущих спиральных сверл // Материалы симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”. – Вильнюс: ЛитНИИИТИ, 1974. – С. 34.

15. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Увеличение производительности процесса глубокого сверления изменением пространственного положения инструмента // Materiály V mezinárodní vědecko-praktická konference „Věda a technologie: krok do budoucnosti – 2009”. – Praha: Publishing House „Education and science” s.r.o., 2009. – Díl. 15. Technické vědy. Výstavba a architektura. – S. 14 – 16.

16. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування. Навчальний посібник. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с.

17. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. – М.: Машиностроение, 2003. – 912 с.
18. Корсаков В.С. Точность механической обработки. М.: Машгиз, 1961. – 380 с.
19. Мельничук П.П., Боровик А.І., Лінчевський П.А., Петраков Ю. В. Технологія машинобудування. Підручник.: ЖДТУ, Житомир, 2005. – 835 с.
20. Якимов О.В., Марчук В.І., Якимов О.О., Ларшин В.П. Технологія машино- та приладобудування. Підручник: Луцьк, ЛДТУ, 2005. – 710с.
21. Захаркін О.У. Технологічні основи машинобудування: навчально-методичний посібник/О.У. Захаркін.– Суми: Вид-во СумДУ, 2004. – 98 с.
22. Технологічні основи машинобудування / І.І. Назаренко, А.Т. Свідерський, В.І. Лесько / Конспект лекцій. Київ, КНУБА, 2016. – 102 с.
23. Михайлов В.М. Технологічні основи машинобудування: Навчальний посібник: У 2 ч. Ч.1. / В.М. Михайлов, І.В. Бабкіна, Б.В. Ляшенко. – Харків: ХДУХТ, 2009. – 202с.
24. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування. Навчальний посібник. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с.
25. Основы технологии машиностроения. Под ред. В.С. Корсакова. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1977. – 416 с.
26. Повышение эффективности растачивания отверстий на токарных станках путем создания виброустойчивой инструментальной системы [Текст]: автореф. канд. техн. наук : 05.03.01 / В.В. Хорошайло. Донбасская государственная машиностроительная академия.
27. Брижан Т.М. Технологическое обеспечение высокоточной механической обработки глубоких отверстий / Т.М. Брижан, Р.М. Минчев / Високі технології в машинобудуванні. – 2014. – Вип. 1 (24). – С. 11–19.
28. Адаптивное управление станками. Под ред. Б.С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с.

29. Лурье Г.Б., Комиссаржевская В.Н. Шлифовальные станки и их наладка. – М.: Высшая школа, 1972. 416 с.
30. Акимов В.Л., Иванов В.А. Внутреннее шлифование / Под ред. В.И. Муцяно. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 128 с.
31. Патент на изобретение RU № 2012479 «Внутришлифовальный станок», МПК В24В 5/06, опубл. 15.05.1994.
32. Фролов В.К., Перевозник К.Р. Спосіб налагодження консольного інструмента на горизонтально-розточувальному верстаті. Заявка на патент України на корисну модель № u201812717 від 21.12.18. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель від 18.04.2019.
33. Фролов В.К., Перевозник К.Р., Шугай В.Р. Верстат для шліфування глибоких отворів. Заявка на патент України на корисну модель № u201812943 від 27.12.18. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель від 11.03.2019.
34. Писаренко Г.С. Опір матеріалів : підруч. / Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Є.С. - К.: Вища школа, 1993.
35. Лекции по устойчивости стержневых систем : методические указания для магистров, обучающихся по направлению 27010068 «строительство» по программе «теория и проектирование зданий и сооружений» / составитель А. А. Битюрин. - Ульяновск : УлГТУ, 2011.-63 с.
36. Боднар Т.А. Об устойчивости эйлера стержня // ПМТФ. 1993. Т. 34. №3. С. 141–149.
37. Боднар Т.А. Устойчивость вращающегося сжатого стержня // ПМТФ. 2000. Т. 41. №4. С. 190–197.
38. Астапов Н.С., Корнев В.М. Выпучивание эксцентрично сжатого упругого стержня // ПМТФ. 1996. Т. 37, №2. С. 162–169.
39. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967.
40. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс] : Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 28 с.

41. К. Р. Перевозник, В. К. Фролов. Неоднозначність результатів теоретичних досліджень стійкості консольних інструментальних оправок. Процеси механічної обробки, верстати та інструмент : Збірник наукових праць X Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (м. Житомир , 06–09 листопада 2019 р.) / Державний університет «Житомирська політехніка». – Житомир: 2019. – 211 с., С. 165-168.

42. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: Физматгиз, 1961